В. М. КЭИС, А. Л. ЛОНДОН

КОМПАКТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В. М. КЭЙС, А. Л. ЛОНДОН

КОМПАКТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Издание второе,
переработанное и дополненное

Перевод с английского
В. Я. СИДОРОВА
под редакцией
Ю. В. ПЕТРОВСКОГО

«ЭНЕРГИЯ»
МОСКВА 1967

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому переводу второго издания 3

Предисловие 5

Система условных обозначений . . 7

Глава первая. Введение . . 10

Глава вторая. Теория расчета теплопередачи и гидравлического сопротивления теплообменников 19

Глава третья. Явления нестационарного теплового режима теплообменников 57

Глава четвертая. Влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры 75

Глава пятая. Коэффициенты потери напора при внезапном сужении и расширении 80

Глава шестая. Аналитические решения для потока внутри труб 85

Глава седьмая. Соотношения для поверхностей с простой геометрией, основанные на экспериментальных данных 99

Глава восьмая. Экспериментальные методы 108

Глава девятая. Геометрия поверхности теплообмена 112

Глава десятая. Данные для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления 133

Приложение I. Физические свойства теплоносителей и материалов, используемых в теплообменниках 197

Приложение II. Примеры расчета характеристик теплообменника . . 204

Приложение III. Вывод зависимости между эффективностью и *NTU* 215

Англо-американские меры, использованные в книге, и пересчет их в метрические 218

Краткий словарь терминов и выражений, используемых в американской литературе по теплообменным аппаратам 219

Предметный указатель 221

К 33
УДК 536.27

В книге представлены обобщенные зависимости по теплообмену и гидравлическому сопротивлению для широкого класса компактных и высокоэффективных поверхностей теплообмена, полученные экспериментальным путем. Для более простых поверхностей теплообмена приведены аналитические зависимости.

Излагается разработанная авторами новая методика расчета теплообменников в стационарном и нестационарном режимах работы. В книге удачно обобщены новейшие результаты по теплообменникам, многие данные публикуются впервые. Всего рассмотрено около 120 видов высокоэффективных поверхностей теплообмена, причем 25 из них рассматриваются впервые. Наличие данных по самым различным видам теплообменников делает возможным интерполяцию и экстраполяцию на любой новый теплообменник.

W. M Kays, A L. London,
Compact Heat Exchangers
Second edition.
Mc Graw—Hill Book Company
New York

3-3-3
16-67

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ПЕРЕВОДУ ВТОРОГО ИЗДАНИЯ

Второе издание книги Кэйса и Лондона «Компактные теплообменники», вышедшее в США в 1964 г., существенно отличается от первого издания, русский перевод которого появился в 1962 г. Значительно расширена и переработана часть книги, касающаяся теории теплопередачи и методики расчета теплообменных аппаратов с развитыми поверхностями. В частности, включена новая глава, посвященная нестационарным процессам теплопередачи, которая представляет большой практический интерес. Число рассмотренных типов и разновидностей развитых теплообменных поверхностей увеличено с 88 до 120, расширены пределы изменения определяющих переменных, включены результаты исследований, проводившихся на протяжении нескольких последних лет. Существенно переработана и расширена глава, в которой рассматриваются влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры, на теплоотдачу. Значительно расширено приложение, содержащее данные о физических свойствах теплоносителей и конструкционных материалов.

Сведения, содержащиеся в книге, представляют большой интерес для широкого круга специалистов, сталкивающихся с теплообменом в различных отраслях техники. Об этом свидетельствует быстрое распространение русского перевода первого издания этой книги. За минувшие 5 лет интерес к компактным теплообменникам в сильной степени возрос, и перевод второго расширенного издания книги бесспорно целесообразен и будет с удовлетворением встречен читателями.

Для характеристики теплообменников авторы пользуются понятиями эффективности (к. п. д.) теплообменника ε и числом единиц переноса тепла NTU по аналогии с массообменными аппаратами. Это позволяет в ряде случаев дать прямое решение задачи, избегая необходимости в последовательных приближениях, к которым приходится прибегать при использовании среднелогарифмической разности температур с соответствующими поправочными коэффициентами, учитывающими характер относительного движения теплоносителей в многоходовых теплообменниках. Сопоставление двух методов расчета, проведенное в книге, дает представление о преимуществах первого из них.

Данные о теплоотдаче для рассмотренных поверхностей представлены в форме зависимости так называемого фактора теплоотдачи $St\,Pr^{2/3}$ от критерия Рейнольдса Re. Напомним соотношение

$$St = \frac{Nu}{RePr},$$

которое дает возможность легко перейти от критерия St к критерию Nu.

Данные об аэродинамическом сопротивлении представлены в форме зависимости фактора трения f, фигурирующего в уравнении Фаннинга, от критерия Рейнольдса. В отечественной литературе принято пользоваться коэффициентом со-

противления ζ, который связан с фактором трения соотношением

$$\zeta = 4f.$$

В уравнениях, определяющих потерю напора на развитых поверхностях, которые приведены в книге, следует пользоваться непосредственно значениями f, указанными в соответствующих таблицах и графиках, не производя при этом каких-либо пересчетов. Исключение составляют графики, построенные на основании результатов решения для потока в трубах круглого и прямоугольного поперечного сечения: значения f, приведенные на этих графиках, в 4 раза меньше значений коэффициента сопротивления ζ. При вычислении потери напора потоком в трубах круглого или прямоугольного сечения следует пользоваться либо уравнением Фаннинга

$$\Delta P = f \frac{w^2}{2g} \frac{L}{r_г \gamma},\ кГ/м^2,$$

либо принятым у нас соотношением

$$\Delta P = \zeta \frac{w^2}{2g} \frac{L}{D_э \gamma},\ кГ/м^2,$$

в котором $\zeta = 4f$ и $D_э = 4r_г$. В этих уравнениях: w — массовая скорость потока, $кг/м^2 \cdot сек$; $g = 9{,}81$ $м/сек^2$; L — длина канала, $м$; $r_г$ — гидравлический радиус, $м$; γ — удельный вес среды, $кг/м^3$; $D_э$ — эквивалентный диаметр канала, $м$.

В книге приведены подробные расчетные примеры, иллюстрирующие методику использования содержащейся в ней информации, которые помогут читателю освоиться с новыми для него понятиями об эффективности ε и числе единиц переноса тепла NTU.

Ю. Петровский

ПРЕДИСЛОВИЕ

В течение многих лет достаточно точные данные, характеризующие теплопередачу и гидравлическое сопротивление и приемлемые для расчета теплообменников, были известны лишь для случая течения через пучки круглых труб и для внешнего обтекания пучков таких труб. Нужда в малогабаритных и легких теплообменниках для самых разнообразных средств передвижения — от автомобиля до космической ракеты, а также и для других разнообразных областей применения привела к разработке множества поверхностей теплообмена, которые отличаются значительно большей компактностью, чем любые практически возможные теплообменники с круглыми трубками.

Кроме того, характеристики многих таких поверхностей отличаются в лучшую сторону от характеристик поверхностей, образованных трубами круглого сечения. Однако отсутствие основных данных для расчета теплопередачи и гидравлического сопротивления, а также отсутствие точных представлений о механизме протекающих процессов в течение длительного периода ограничивали использование таких поверхностей в теплообменниках, которые могли бы быть разработаны методом последовательных приближений. Стало совершенно ясно, что оптимальный расчет теплообменника, разработка новых поверхностей с лучшими характеристиками и разработка методов изготовления компактных поверхностей для высокотемпературных теплообменников станут возможными только после того, как будут установлены и осмыслены основные характеристики уже существующих поверхностей.

Ощущая необходимость в таких данных, Бюро кораблестроения Военно-морского флота США начало в 1945 г. осуществление исследовательской программы на Военно-морской технической экспериментальной станции (Naval Engineering Experiment Station) в Аннаполисе, штат Мэриленд.

В 1947 г. Служба военно-морских исследований (Office of Naval Research) совместно с Бюро кораблестроения и авиационной техники расширила эту работу, организовав осуществление подобной же программы в Станфордском университете. Позднее Комиссия по атомной энергии стала оказывать материальную поддержку в осуществлении этой программы.

Ряд предпринимателей обеспечил поставку экспериментальных поверхностей теплообмена для проведения испытаний, и авторы выражают им свою признательность.

Большинство экспериментальных поверхностей теплообмена было рассчитано на работу при низких температурах; соединение деталей осуществлялось пайкой мягким или твердым припоем. Однако главная цель намеченной программы состояла в исследовании влияния геометрии поверхности теплообмена на конвективный теплообмен и гидравлическое сопротивление; при этом предполагалось, что преимущества, обеспечиваемые новой геометрией, дадут толчок для разработки технологии изготовления высокотемпературных теплообменников и новых более совершенных поверхностей

теплообмена. И действительно, за время, прошедшее после первой публикации результатов выполнения этой исследовательской программы, достигнуты большие успехи и в том и в другом направлениях.

Американское общество инженеров-механиков (ASME) опубликовало первые результаты выполнения этой программы в 1951 г. в монографии под названием «Теплообменники газотурбинных установок. Основные данные о теплообмене и гидравлическом сопротивлении», написанной В. Кэйсом, А. Лондоном и Д. Джонсоном. В 1955 г. вышла в свет книга В. Кэйса и А. Лондона «Компактные теплообменники» [1]; в ней приведено значительное количество основных данных, полученных в результате осуществления указанной исследовательской программы, а также данные, полученные другими исследователями. Осуществление исследовательской программы продолжалось и после опубликования книги «Компактные теплообменники»; были созданы новые теплообменные поверхности, часть которых разрабатывалась непосредственно на основе результатов ранее проведенных работ.

Второе издание книги «Компактные теплообменники» содержит новые данные, полученные за последнее время; главы, в которых излагаются аналитические решения для течения в трубах, подверглись значительной переработке и были существенно дополнены; расширена глава по теории теплообменников; введена новая глава о нестационарных процессах в теплообменниках.

Остальные главы переработаны и приведены в соответствие с современным состоянием данной области знаний в свете самых последних исследований. Глава, содержащая основные данные, расширена, в нее включены харктеристики 25 новых поверхностей, и в настоящем виде эта глава, содержащая характеристики более чем 90 поверхностей, действительно является стержнем книги.

Не имея возможности называть все имена, авторы пользуются случаем, чтобы поблагодарить за помощь, оказанную на протяжении 15 лет более чем шестьюдесятью студентами инженерно-механического факультета Станфордского университета, которые принимали участие в осуществлении исследовательской программы на разных ее стадиях. Без их помощи эта книга никогда бы не была написана.

В. Кэйс,
А. Лондон

[1] Книга была переведена на русский язык и издана Госэнергоиздатом в 1962 г. *(Прим. перев.)*

СИСТЕМА УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Большинству из обозначений даются определения по мере того как они вводятся, или же они очевидны из контекста, в котором упоминаются. Однако для удобства полный перечень обозначений дается также и здесь.

Может быть использована любая согласованная система единиц. Все параметры, характеризующие процесс теплообмена и гидравлическое сопротивление, представлены в безразмерной (критернальной) форме таким образом, что может быть без всяких сложностей совершен переход к любой предпочтительной системе единиц. Однако размеры исследованных поверхностей, а также иллюстративные примеры даны в английской системе единиц [1].

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Латинские буквы

a — толщина пластины; короткая сторона прямоугольного сечения канала;

b — расстояние между пластинами; длинная сторона прямоугольного сечения;

c_p — теплоемкость при постоянном давлении;

c_v — теплоемкость при постоянном объеме;

c — теплоемкость;

d — наружный диаметр трубы в трубном пучке, диаметр стержня (проволоки) в стерженьково-ребристых поверхностях;

D — внутренний диаметр круглой трубы;

$D_г$ — гидравлический диаметр любого канала ($D_г=4r_г=4f_cL/F$);

E — затраты энергии на преодоление трения на единицу поверхности теплообмена [см. уравнение (1-2)];

F — полная поверхность теплообмена одной стороны теплообменника;

$F_р$ — полная поверхность оребрения на одной стороне теплообменника;

f_c — минимальная площадь свободного сечения теплообменника;

$f_{фр}$ — полное поперечное сечение теплообменника (фронтальное сечение);

$f_{пр}$ — площадь поперечного сечения при расчете теплопроводности в продольном направлении;

f — среднее значение коэффициента сопротивления (фактора трения) по длине, определяемое по средней величине напряжения сдвига на той же длине [уравнение (1-6)];

f_x — локальное значение фактора трения, определяемое на основе локального значения напряжения сдвига;

$f_п$ — условный коэффициент полного сопротивления, определенный по уравнению (6-6);

f — соотношение топливо—воздух;

g — ускорение силы тяжести;

G — массовая скорость потока теплоносителя;

H/C — отношение водорода к углероду для углеводородных топлив;

k — общий коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице поверхности;

K_c — коэффициент, учитывающий потерю напора в результате сужения потока на входе в теплообменник [уравнение (5-1)], безразмерный;

K_e — коэффициент, учитывающий потерю напора в результате расширения потока на выходе из теплообменника [уравнение (5-2)], безразмерный;

K_d — поправочный коэффициент, учитывающий изменение количества движения [уравнение (6-7)], безразмерный;

L — полная рабочая длина поверхности теплообмена; рабочая длина сплошного ребра;

l — длина ребра, измеренная от основания до центра;

M — молекулярный вес;

m — экспонента в уравнении (4-2);

m_0 — наклон рабочей линии ($W_г/W_{хол}$), безразмерный;

m — параметр эффективности ребра;

n — число ходов; число ребер;

n — экспонента в уравнении (4-1);

P — давление;

p — пористость для насадочных поверхностей;

p' — пористость для насадочных поверхностей, определенная при отсутствии зазора между сетками (идеальная матрица);

[1] При переводе книги все размерные величины пересчитаны и приводятся в метрических единицах; в некоторых случаях даются коэффициенты для пересчета. (*Прим. перев.*)

Q — тепловая нагрузка аппарата;
Q'' — тепловой поток, тепловая нагрузка на единицу площади поверхности теплообмена;
R — термическое сопротивление;
$R_х$ — термическое сопротивление на холодиой стороне теплообменника;
$R_г$ — термическое сопротивление на горячей стороне теплообменника;
R^* — отиошение термических сопротивлеиий;
r — радиальиая координата;
R — уиивереальная газовая постоянная;
$r_г$ — гидравлический радиус $(f_c L/F)$;
$r_{вн}$ — внутрениий радиус круглого ребра или кольцевого каиала;
r_0 — наружный радиус круглого ребра или кольцевого канала;
r^* — $r_{вн}/r_0$;
T — абсолютиая температура;
t — температура по любой шкале;
$t_х$ — температура иа холодной стороие теплообменника;
$t_г$ — температура на горячей стороие теплообменника;
W — водяиой эквивалент теплоиосителя $(w_м c_p)$;
$W_х$ — водяиой эквивалеит теплоносителя иа холодиой стороие;
$W_г$ — водяной эквивалент теплоносителя иа горячей стороие;
$W_ц$ — водяной эквивалент промежуточного теплоиосителя;
$W_{мин}$ — минимум $W_г$ или $W_х$;
$W_{макс}$ — максимум $W_г$ или $W_х$;
$W_{нас}$ — водяной эквивалент вращающегося периодического теплообмениика (масса насадки×удельиая теплоемкость насадки×число оборотов в час);
$W^*_{нас}$ — отиошение водяных эквивалентов вращающегося теплообмеиника $(W_{нас}/W_{мин})$, безразмериое;
$\overline{W}^*_{нас}$ — $W^*_{нас}\theta_г/\theta_{dмин}$, безразмерное;
$\overline{W}$ — теплоемкость жидкости внутри теплообмеиииика $(W\theta_d)$;
$\overline{W}_{мин}$ — $W\theta_d$ для жидкости с минимальным водяным эквивалентом;
$\overline{W}_{ст}$ — общая теплоемкость стеики (масса теплообмеиной поверхиости× ×удельиая теплоемкость материала поверхности);
$\overline{W}^*_{ст}$ — $\overline{W}_{ст}/\overline{W}_{мин}$, безразмерный;
v — удельиый объем;
w — скорость потока;
$w_м$ — массовый расход потока;
X_d — поправочиый коэффициеит к плотиости, учитывающий влажность и соотиошеиие «топливо—воздух»;
X_c — поправочиый коэффициеит к теплоемкости, учитывающий влажность и соотношеиий «топливо—воздух»;
x — расстояние вдоль каиала в направлении движения потока;
x^* — расстояиие вдоль каиала (x/L), безразмерное;
X — параметр иа рис. 3-6; параметр, используемый при расчете теплообменника по средиелогарифмической разности температур;
x_l — относительиый продольный шаг (отношение расстояния между центрами труб к диаметру) в пучках круглых труб (рис. 7-5), безразмерный;
x_t — отиосительный поперечный шаг в пучках круглых труб (рис. 7-5);
Y — параметр на рис. 3-6;
Z — параметр, используемый при расчете теплообмениика по среднелогарифмической разности температур;
Z — поправочный коэффициент для расчета теплоотдачи в кольцевых каналах [уравиеиия (6-1) и (6-2)].

Греческие буквы

α — коэффициент теплоотдачи;
α^* — отношение большей стороиы прямоугольного каиала к меньшей его стороне (b/a), безразмерное;
ψ — отношение полной поверхиости теплообмеиа на одиой стороие теплообменника к общему объему этого теплообменника; для насадочиых поверхностей $\psi = F/f_{фр}L$ для каждой из сторон или обеих сторон;
β — отношение поверхности теплообмена на одной стороне пластинчато-ребристого теплообмеиника к объему между пластинами на этой же стороне;
δ, Δ — разность;
δ — толщина ребра;
γ — удельиый вес;
ε — тепловая эффективность теплообменника [см. уравиение (2-6)];
$\varepsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент в уравиении со среднелогарифмическим расходом, безразмерный;
$\varepsilon_{ход}$ — эффективность одного хода многоходового теплообмениика, безразмериая;
ε^*_p — температурная реакция иа выходе теплоносителя, обусловлеииая ступенчатым изменением температуры одного из теплоносителей на входе, безразмерная;
$\varepsilon^*_{ст}$ — температуриая реакция стенки в райоие выхода теплоносителя, обусловлеиная ступеичатым изменением температуры теплоносителя иа входе;
Γ — параметр, определяемый уравнениями (2-15) или (2-19), безразмериый;
Γ' — параметр, определяемый уравнением (2-16), безразмерный;
λ — коэффициент теплопроводности;
$\lambda_{пр}$ — параметр, характеризующий теплопроводность вдоль потока, определяемый уравиением (2-35), безразмерный;
$\eta_р$ — эффективиость (к. п. д.) ребра [уравиение (2-4)], безразмериая;
η_0 — эффективность (к. п. д.) всей поверхности [см. уравиение (2-3)], безразмерная;
Φ — обозиачает «функция от»;

σ — отношение минимальной площади свободного сечения к полному (фронтальному) сечению теплообменника $f_с/f_{фр}$, безразмерное;
μ — вязкость;
ρ — плотность;
ω — абсолютная влажность;
τ_0 — касательное напряжение (напряжение сдвига на единицу поверхности);
θ — время;
θ — угловая координата положения в трубе круглого сечения (см. рис. 6-1);
θ_d — длительность; время пребывания жидкости в теплообменнике (L/w);
$\theta_{d\,мин}$ — θ_d для жидкости, имеющей $W_{мин}$;
$\theta_{d\,макс}$ — θ_d для жидкости, имеющей $W_{макс}$;
θ_r — период вращения ротора теплообменника периодического действия;
θ^* — обобщенный временной параметр для рекуперативного теплообменника $\theta/\theta_{d\,мин}$), безразмерный;
θ^*_d — отношение времени пребывания ($\theta_{d\,мин}/\theta_{d\,макс}$), безразмерное;
θ^*_R — обобщенный временной параметр для теплообменника периодического действия (θ/θ_r).

Индексы

в — сторона воды;
возд — сторона воздуха;
г — горячая сторона;
газ — сторона газа;
ст — стенка;
ср — средняя величина;
х — холодная сторона;
ц — циркулирующая жидкость;
1, 2 — обозначение различных сторон теплообменника или условия входа и выхода;
i — относится к условиям на внутренней поверхности кольцевого канала или внутреннему радиусу круглого ребра;
m — среднее значение (условия);
о — относится к условиям на поверхности, к наружной поверхности кольцевого канала или наружному радиусу круглого ребра;
p — относится к одному ходу многоходового теплообменника;
r — вращающаяся насадка (ротор);
x — локальные условия;
∞ — условия на бесконечно большом удалении вниз по потоку;
ii — условия на внутренней поверхности кольцевого канала, когда тепло подводится только к внутренней поверхности;
oo — условия на наружной поверхности кольцевого канала, когда тепло подводится только к наружной поверхности.

Критерии

(безразмерные параметры)

Re — число Рейнольдса, критерий гидродинамического подобия,

$$\mathrm{Re} = \frac{4r_г G}{\mu};$$

St — число Стантона, критерий теплового подобия, безразмерный коэффициент теплоотдачи,

$$\mathrm{St} = \frac{\alpha}{Gc_p};$$

Nu — число Нуссельта, критерий теплового подобия, безразмерный коэффициент теплоотдачи,

$$\mathrm{Nu} = \frac{4r_г \alpha}{\lambda};$$

Pr — число Прандтля, критерий физических свойств,

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda};$$

St $\mathrm{Pr}^{2/3}$ — фактор Колборна, характеризующий поверхности теплообмена в зависимости от числа Рейнольдса;
f — коэффициент сопротивления (фактор трения), определяет характеристику гидравлического сопротивления поверхности в зависимости от числа Рейнольдса;
NTU — число единиц переноса тепла, один из параметров теплопередачи,

$$NTU = \frac{kF}{W_{мин}};$$

$W_{мин}/W_{макс}$ — отношение водяных эквивалентов теплоносителей;
ε — эффективность теплообменника, являющаяся функцией NTU, $W_{мин}/W_{макс}$ и характера относительного движения потоков теплоносителей [см. уравнение (2-6)].

Глава первая

ВВЕДЕНИЕ

В задачу расчета теплообменника входит определение как тепловых потоков между теплоносителями, так и мощности источника механической энергии, расходуемой на преодоление сил трения и сопротивления, возникающих при движении жидкости через теплообменник.

Для теплообменников, работающих на жидкостях большой плотности, затраты энергии на преодоление сил трения обычно малы по сравнению с тепловыми нагрузками поверхности, вследствие чего влияние затрат мощности на преодоление трения редко является определяющим. Однако в теплообменниках, работающих на жидкостях малой плотности, например на газах, затраты механической энергии на преодоление силы трения очень легко могут достигнуть величины, близкой к количеству энергии, передаваемой в виде тепла.

В связи с этим следует помнить, что в большинстве тепловых систем механическая энергия стоит в 4—10 раз дороже, чем эквивалентное ей количество тепла.

Можно легко показать, что для большинства геометрических форм каналов, которые могут быть использованы при компоновке поверхности теплообменника, тепловая нагрузка на единицу поверхности может быть увеличена путем увеличения скорости жидкости и что изменение этой нагрузки пропорционально изменению скорости в степени несколько меньшей, чем единица.

Затрата энергии на преодоление трения также увеличивается с увеличением скорости потока, но она изменяется пропорционально кубу или по крайней мере квадрату скорости, но никак не меньше. Это и есть та характерная особенность взаимной зависимости параметров, которая позволяет проектировщику принимать в расчет именно эти два показателя — тепловую нагрузку и трение (потерю напора); это именно та особенность, которая определяет многие характеристики теплообменников различных классов.

Если в каком-то конкретном случае есть основание считать, что затраты энергии на преодоление сил трения окажутся большими, разработчик может уменьшить скорость потока путем увеличения числа каналов в теплообменнике. Это повлечет за собой уменьшение тепловой нагрузки, но в соответствии с приведенными выше соотношениями падение тепловой нагрузки будет значительно меньше, чем снижение сопротивления движению. Падение тепловой нагрузки может быть затем компенсировано увеличением поверхности теплообмена (увеличением длины трубок), что в свою очередь также приведет к увеличению затрат энергии на преодоление сил сопротивления движению, но только в той пропорции, в какой увеличена поверхность теплообмена.

В газовых теплообменниках ограничения, связанные с затратами энергии на преодоление сил трения, обычно вынуждают конструктора выбирать сравнительно низкие массовые скорости газа, что вместе с плохой теплопроводностью газов

(низкой по сравнению с теплопроводностью большинства жидкостей) приводит к низким тепловым нагрузкам на единицу поверхности.

Таким образом, большие поверхности теплообмена являются типичной характеристикой газовых теплообменников.

Для газо-газовых теплообменников могут потребоваться в десятки раз большие поверхности теплообмена по сравнению с конденсаторами, испарителями или теплообменниками типа «жидкость—жидкость» при сравнимых общих тепловых нагрузках и затратах энергии на перемещение теплоносителей. Например, регенератор газотурбинной установки, если он достаточно эффективен, требует в несколько раз большей поверхности теплообмена по сравнению с суммарной поверхностью котла и конденсатора в паротурбинной установке такой же мощности.

Высказанные соображения привели к разработке множества методов конструирования развитых теплообменных поверхностей для газовых теплообменников, характеризующихся большим отношением площади к объему. Такие поверхности и будут в дальнейшем называться компактными поверхностями теплообмена. На рис. 1-1 представлено несколько типичных конструкций компактных теплообменных поверхностей.

Простейшей и наиболее распространенной конструкцией теплообменной поверхности для теплообменника с двумя теплоносителями является пучок круглых трубок, показанный на рис. 1-1.

Эта конструкция уже давно применялась и для жидкостей большой плотности и для жидкостей малой плотности, однако имеется лишь единственный способ увеличения компактности, заключающийся в уменьшении диаметра трубок. Трудности изготовления и высокая стоимость накладывают серьезные ограничения на такое решение, и поэтому крупные теплообменники с трубками диаметром менее $^1/_4$ дюйма (6,3 *мм*) встречаются редко.

Эффективный способ увеличения

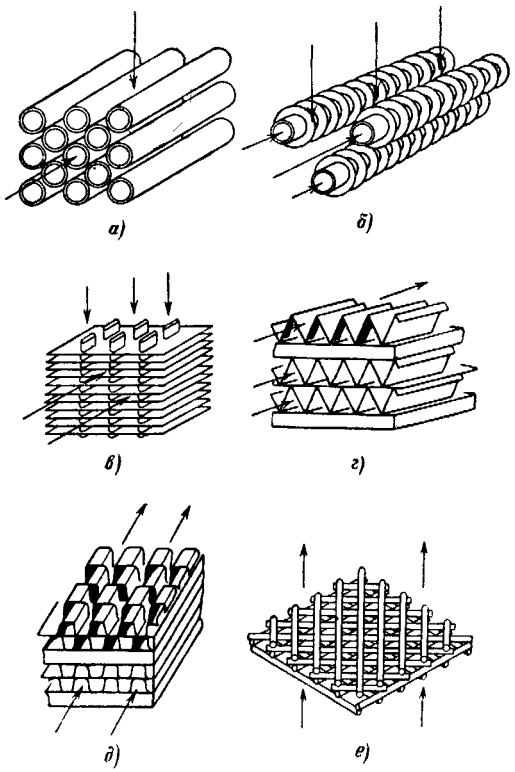


Рис. 1-1. Некоторые характерные примеры компактных поверхностей теплообмена.

компактности состоит в использовании вторичных поверхностей, или ребер, со стороны одной или обеих жидкостей. На рис. 1-1,*б* показана поверхность из оребренных труб, которая образована с помощью круглых ребер, укрепленных на наружной поверхности круглых труб.

Такая конструкция часто используется в теплообменниках «газ — жидкость», в которых при оптимальной конструкции поверхность со стороны газа должна быть максимальной. Ребра можно было бы использовать и в теплообменнике «жидкость — жидкость» или на стороне жидкости в теплообменнике «газ — жидкость», но в этих случаях возникает другая трудность. Сочетание низких скоростей, при которых достигаются низкие затраты энергии на преодоление сил трения при движении жидкостей высокой плотности, с относительно высокой теплопроводностью жидкостей приводит к интенсивному конвективному переносу тепла (т. е. к высоким коэффициентам теплоотдачи) в лю-

бой оптимальной конструкции. При применении ребер через них должны проходить интенсивные тепловые потоки, и термическое сопротивление потоку тепла может свести на нет все или большинство преимуществ, связанных с применением добавочной поверхности (см. анализ эффективности ребер в гл. 2).

Другой широко известный вариант конструкции с оребренными трубками (пучок трубок со сплошными ребрами) показан на рис. 1-1,*в*. Здесь изображены плоские трубки, но в такой конструкции могут быть использованы и круглые.

В компактных теплообменниках «газ — газ» желательно иметь сильно развитую поверхность со стороны обоих теплоносителей; способ достижения этой цели проиллюстрирован на примере пластинчато-ребристых конструкций на рис. 1-1,*г*, *д*. Теплообменник напоминает пакет из плоских пластин, между которыми находятся соединяющие их ребра. Оба теплоносителя движутся между чередующимися парами пластин, причем течение теплоносителей может быть противоточным или перекрестным, что расширяет возможности применения данной конструкции.

На рис. 1-1,*д* показан вариант конструкции; ребра могут быть прерывистыми, а не сплошными, что изменяет основные тепловые и гидравлические характеристики в направлениях, которые будут в дальнейшем рассмотрены.

В теплообменнике периодического действия энергия передается конвекцией и аккумулируется в насадке, от которой затем отдается другой жидкости. На рис. 1-1,*е* показана одна из таких компактных насадок, которая может быть изготовлена из рядов сплошных стержней или проволочных сеток.

Можно продемонстрировать интересную и важную особенность компактных поверхностей теплообмена, изображенных на рис. 1-1, если представить тепловую нагрузку на единицу поверхности в зависимости от затрат механической энергии на преодоление сил трения при движении жидкости на единицу поверхности. Такой график для трех различных поверхностей показан на рис. 1-2. Тепловая нагрузка на единицу поверхности при разности температур 1 *град* представляет собой коэффициент теплоотдачи, вычисляемый для определенной совокупности свойств жидкости из уравнения

$$\alpha = \frac{c_p \mu}{\mathrm{Pr}^{2/3}} \frac{1}{4r_г} (\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3})\,\mathrm{Re}. \qquad (1\text{-}1)$$

Затраты энергии на преодоление трения на единицу поверхности могут быть непосредственно вычислены как функция числа Рейнольдса, коэффициента трения и свойств данной жидкости из уравнения

$$E = \frac{1}{2g} \frac{\mu^3}{\rho^2} \left(\frac{1}{4r_г}\right)^3 f\,\mathrm{Re}^3. \qquad (1\text{-}2)$$

Таким образом, график зависимости α от E может быть получен, если основные характеристики теплообмена и трения известны как функции числа Рейнольдса. Затем зависимость для любой конкретной конструкции поверхности теплообмена представляется одной кривой на графике типа показанного на рис. 1-2 (для свойств воздуха при давлении 1 *ат* и температуре 260° С). Интересной особенностью этого графика является очень большая разница в затратах энергии на преодоление трения для данного теплового потока на различных поверхностях теплообмена или, наоборот, меньшая разница значений теплового потока для данной величины затрат энергии на преодоление трения.

В начале главы был рассмотрен вопрос о важности влияния на конструкцию теплообменника затрат энергии на преодоление трения; в связи с этим в теплообменниках «газ — газ» стремятся уменьшить затраты энергии на преодоление трения, что заставляет использовать разнообразные поверхности теплообмена. Это в свою очередь определяет необходимость разработки более компактных поверхностей теплообмена, но, как следует из рис. 1-2, существует и другой путь уменьшения затрат энергии на

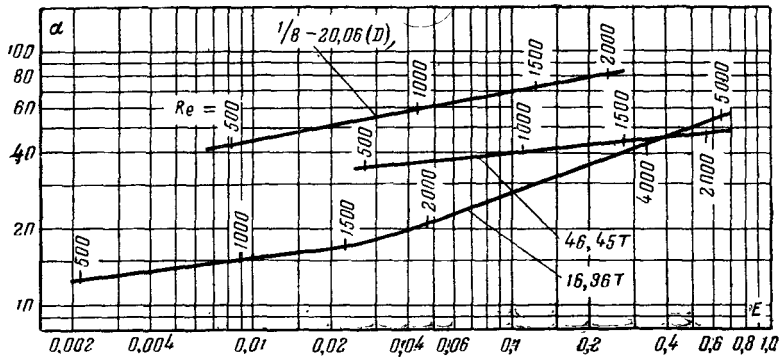


Рис. 1-2. Сравнение характеристик теплопередачи и затрат энергии на преодоление трения (на единицу площади поверхности) трех компактных поверхностей. Размерность для α — *БТЕ/фут²·ч·°F*, для E — *л. с./фут²*. Описание и геометрические характеристики поверхностей приведены в гл. 9 (см. также рис. 9-4, 10-34; 9-4, 10-37; 9-6, 10-60).

Примечания: 1) 1 *БТЕ/фут²·ч·°F*=4,886 *ккал/м²·ч·°С*;
1 *л. с./фут²*=10,7 *л. с./м²*;
2) 1/8—20,06 (*D*)—ПлР-9;
46,45 *Т*—ГлР-19;
16,96 *Т* — ГлР-16.

преодоление трения, заключающийся в выборе поверхностей теплообмена, кривые характеристик которых лежат в верхней части графиков зависимости коэффициента теплоотдачи от затрат энергии на преодоление трения (рис. 1-2).

Следует подчеркнуть, что выбор конфигурации поверхности для конкретного теплообменника не является таким простым делом, как показано здесь, так как приходится учитывать много дополнительных соображений. При прочих равных условиях три теплообменника, спроектированных для идентичных тепловых характеристик и потерь напора, в которых использованы три поверхности, представленные на рис. 1-2, будут иметь совершенно различные объемы и веса: меньшим по размеру и наиболее легким будет тот, в котором использована поверхность, обозначенная $\frac{1}{8}$—20,06 (*D*) (верхняя кривая). Однако эта конструкция, вероятно, будет иметь значительно большее полное поперечное сечение (фронтальное), даже несмотря на наименьший объем, что не всегда желательно.

Поверхность, основной характеристикой которой является высокое отношение теплового потока к затрате энергии на преодоление трения, будет в дальнейшем называться высокоэффективной поверхностью. Теперь остается выяснить, почему некоторые поверхности теплообмена имеют такую характеристику.

Следует, во-первых, отметить, что компактность сама по себе является залогом высокой эффективности теплообменной поверхности. Сечения каналов компактной поверхности малы, а коэффициент теплоотдачи α всегда изменяется пропорционально гидравлическому диаметру канала в отрицательной степени. Таким образом, в самой природе компактных поверхностей заложены свойства, обусловливающие высокий коэффициент теплоотдачи; благодаря этому такие поверхности на графиках зависимости теплопередачи от сопротивления трению выражаются кривыми высокой эффективности, несмотря на то, что малый гидравлический диаметр отрицательно влияет на величину затрат энергии на преодоление трения, как это можно видеть из уравнения (1-2).

На высокую эффективность теплообменной поверхности, однако, влияет не только малый диаметр каналов, но и любая модификация геометрии поверхности, ведущая к более высокому коэффициенту

теплоотдачи для данной скорости потока.

Один из наиболее широко используемых способов увеличения коэффициента теплоотдачи состоит в применении прерывистых поверхностей с таким расчетом, чтобы уменьшить толщину пограничного слоя у этих поверхностей. На рис. 1-1 показана такая прерывистая поверхность. Развитые поверхности особенно удобны для подобной обработки. Придание поверхности прерывистости увеличивает фактор трения, однако небольшое увеличение интенсивности теплоотдачи может с лихвой возместить значительное увеличение фактора трения, поскольку скорость потока может быть при этом уменьшена, а потери энергии на преодоление трения изменятся пропорционально кубу скорости.

Другие методы достижения высокой эффективности с помощью изменения геометрии канала включают использование криволинейных или волнистых (рифленых) поверхностей, на которых происходит отрыв пограничного слоя. Пучок труб, в котором поток жидкости перпендикулярен оси труб, является высокоэффективной поверхностью, так как на каждой отдельной трубе образуется новый пограничный слой, и коэффициент теплоотдачи в этом случае намного выше, чем при течении жидкости с той же скоростью внутри труб. Для увеличения теплоотдачи часто применяют различные типы вставок (турбулизаторов), но такой метод не является столь эффективным, как разрыв и уменьшение толщины пограничного слоя непосредственно на поверхности теплообмена.

Естественно, что компактные высокоэффективные поверхности теплообмена могут иметь множество разнообразных геометрических форм, и во многих случаях наиболее приемлемыми являются как раз те, которые имеют очень сложную геометрическую форму. Только для поверхности с простой геометрической формой можно произвести полный аналитический расчет для выявления основных ее характеристик; для остальных поверхностей основные характеристики могут быть получены только экспериментальным путем с использованием законов моделирования для определения диапазона применимости полученных результатов.

Главной задачей этой книги и является представление результатов очень большого числа таких исследований на основе единого метода обработки и интерпретации данных. В гл. 10 эти экспериментальные данные приведены в таблицах и на 92 графиках, они охватывают довольно широкий диапазон геометрических конфигураций и позволяют методом интерполяции хотя бы приближенно определять характеристики многих поверхностей других типов. Для быстрого отыскания и сравнения нужных типов теплообменных поверхностей в книге на рис. 9-1—9-17 приведена полная характеристика рассматриваемых геометрических конфигураций.

ИСТОЧНИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Подавляющая часть приводимых здесь экспериментальных данных получена непосредственно при выполнении двух исследовательских программ. Первая из них осуществлялась на технической экспериментальной станции Военно-морского флота США при поддержке Бюро кораблестроения ВМФ США. Описание экспериментальной установки и методы обработки содержатся в работе Лондона и Фергюсона [Л. 1]. Вторая программа выполнялась в Стенфордском университете при содействии Службы научных исследований ВМФ, Бюро кораблестроения, Авиационного бюро и Комиссии по атомной энергии. Экспериментальная установка описана в работе Кэйса и Лондона [Л. 2].

Экспериментальные установки были аналогичны, и контрольные испытания одних и тех же теплообменных поверхностей показали, что они дают очень близко совпадающие результаты.

Полученные экспериментальные данные полностью опубликованы

в серии сообщений программных комиссий. В данной работе приводятся только обобщенные данные.

В книгу включено некоторое количество данных других исследователей; при этом даются ссылки на источники. Авторы предпочли включить только те данные, которые были получены при приблизительно такой же методике исследований, как и при выполнении упомянутых выше программ, так как только в этом случае возможна однообразная обработка результатов, не вносящая погрешностей.

Включено значительное число аналитических решений для конвективного теплообмена применительно к компактным теплообменникам; на источники, из которых взяты эти решения, также даются ссылки по мере их использования.

Все представленные данные получены на основании опытов с использованием в качестве теплоносителя воздуха (Pr=0,7), так как компактные теплообменники представляют наибольший интерес в тех случаях, когда осуществляется теплообмен между газами. Вопрос о применимости данных к жидкостям, для которых число Pr выходит за пределы, характерные для газов, является открытым, и решение его зависит от конкретной геометрической формы и от влияния, которое в данном случае оказывает число Pr. Аналитические решения в этом смысле являются более общими и для некоторых случаев охватывают широкую область значений числа Прандтля, включающую жидкие металлы, газы, воду и вязкие жидкости.

СПОСОБ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Одной из целей работы является определение общей методики обработки основных экспериментальных данных о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении для всех рассмотренных поверхностей, чтобы таким образом избежать путаницы, часто возникающей при произвольном выборе большого количества определяющих параметров. Следует заметить, что даже в таких резко отличающихся случаях, как движение в трубах и поперечное обтекание пучков, вполне возможно применить одинаковые определения, например, коэффициента сопротивления или гидравлического диаметра, что приводит к существенному упрощению работы конструктора теплообменной аппаратуры. Принята следующая система представления данных.

Основные данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении для каждой поверхности представлены как в табличной, так и в графической форме в виде

$$\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3}=\Phi_1(\mathrm{Re}); \qquad (1\text{-}3)$$

$$f=\Phi_2(\mathrm{Re}). \qquad (1\text{-}4)$$

Число Прандтля в опытах не изменялось, но было сочтено целесообразным ввести степень $^2/_3$ при числе Pr, что позволяет приближенно распространить полученные результаты на сравнительно узкую область значений критерия Прандтля, характерную для газов. Значительное число рассмотренных поверхностей состоит из множества прерывистых ребер с ламинарным пограничным слоем по крайней мере на большей части поверхности. Аналитические решения для теплопередачи при наличии ламинарного пограничного слоя указывают, что в диапазоне чисел Прандтля 0,5—15 оно входит в уравнение приблизительно в степени $^2/_3$. Известные аналитические решения для турбулентного движения газа внутри трубок дают основания считать, что показатель степени при числе Прандтля целесообразнее принимать равным $^1/_2$; тем не менее для единообразия обработки результатов значение степени $^2/_3$ было сохранено, что могло привести лишь к небольшим ошибкам при значениях критерия Прандтля 0,5—1,0.

Для ламинарного движения в очень длинных трубах показатель степени при числе Прандтля приближается к 1,0, но при длине труб, обычно встречающихся в теплообменниках, показатель степени бли-

зок к $^2/_3$ и, таким образом, значение показателя степени $^2/_3$ для числа Прандтля является компромиссным и позволяет представить полные характеристики поверхности на одном графике, где область чисел Рейнольдса охватывает как ламинарное, так и турбулентное течение.

Имеется несколько исключений в рассмотренной системе представления данных. Так, в некоторых аналитических решениях, приведенных в гл. 6, вместо критерия Стантона используется критерий Нуссельта. В некоторых случаях при обобщении аналитических решений и экспериментальных данных в гл. 7 используется дополнительный геометрический параметр, который представляет собой отношение длины трубки к ее диаметру L/D или гидравлическому диаметру $L/4r_г$. В выводах гл. 7 используется также температурный фактор $T_{ст}/T_{ср}$, что подробно обсуждается в гл. 4, где рассматривается влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры.

За исключением насадочных поверхностей, массовая скорость потока G в выражениях критериев Стантона и Рейнольдса во всех случаях определена в минимальном свободном сечении независимо от того, где оно располагается в теплообменнике. Таким образом,

$$G=\frac{w_м}{f_с}.$$

В случае насадочных поверхностей массовая скорость определялась следующим образом:

$$G=\frac{w_м}{pf_{фр}},$$

где пористость p и площадь полного поперечного сечения $f_{фр}$ объединяются для получения «эффективного» живого сечения $pf_{фр}$, соответствующего $f_с$.

Число Рейнольдса Re рассчитано по гидравлическому диаметру, определенному следующим образом:

$$\frac{D_г}{L}=\frac{4r_г}{L}=4\frac{f_с}{F}, \qquad (1\text{-}5)$$

где L — рабочая длина поверхности теплообмена;

$f_с$ — площадь минимального свободного сечения;

F — полная поверхность теплопередачи.

При поперечном обтекании трубных пучков L соответствует длине, измеренной от лобовой образующей трубок в первом ряду до такой же образующей трубок в ряду, следующем за последним, т. е. в первом ряду следующего пучка.

Для любой цилиндрической трубки уравнение (1-5) сводится к обычному определению гидравлического диаметра как учетверенной площади поперечного сечения, деленной на смоченный периметр. Для трубки круглого сечения $4r_г$ равно диаметру трубки. Использование гидравлического диаметра как гидравлического параметра в выражении критерия Рейнольдса не всегда позволяет выразить зависимость теплоотдачи и гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса для поверхности любой конфигурации. Так, например, при поперечном обтекании пучков круглых трубок с различным расположением трубок в пучках лучшее совпадение результатов по теплоотдаче получается при использовании в качестве определяющего линейного размера наружного диаметра трубки.

Однако нашей целью являлась простая и закономерная обработка экспериментальных данных, и в этом случае приведенное определение гидравлического диаметра может быть применено к любому типу поверхности в условиях внутренней задачи при соблюдении геометрического подобия. Более того, при расчете теплообменника геометрическое соотношение

$$\frac{F}{f_с}=\frac{L}{r_г}$$

само по себе является непосредственно полезным параметром.

Коэффициент сопротивления определяется по величине эквивалентной силы трения, действующей в направлении движения потока на единицу теплопередающей поверхности

(или поверхности трения). Действительная природа сопротивления (трение, обусловленное вязкостными силами, или сопротивление формы, связанное с отрывом пограничного слоя, как это имеет место в трубных пучках) практически не имеет значения. Для большинства рассмотренных поверхностей полное сопротивление слагается из сопротивления трения и сопротивления формы, однако при выполнении расчетов нет необходимости в оценке их относительного значения. При таком подходе к определению коэффициента сопротивления возможна унифицированная обработка данных о сопротивлении для всех типов поверхностей. Таким образом,

$$\tau_0 = \frac{fG^2}{\rho \cdot 2g}, \qquad (1\text{-}6)$$

откуда

$$f = \frac{\rho\tau_0}{G^2/2g}.$$

При течении в цилиндрических трубках f в уравнении (1-6) совпадает с известным определением фактора трения в уравнении Фаннинга, а также идентичен обычному коэффициенту трения при движении вдоль плоских поверхностей. Чтобы определить полную потерю напора в теплообменнике, необходимо, помимо трения, учитывать и другие сопротивления. Полное уравнение движения, включающее коэффициент сопротивления, дано в гл. 2. Из него следует, что сделанное определение коэффициента сопротивления и интегральная форма уравнения движения одинаково применимы как для движения в трубах, так и при поперечном обтекании пучков труб любого типа.

Свойства теплоносителя при обработке всех экспериментальных данных о теплоотдаче и сопротивлении определялись при средней температуре жидкости. Влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры, рассмотрено в гл. 4.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ КНИГИ

Глава 2 содержит краткое изложение основных теоретических положений, позволяющих рассчитать теплопередачу и потерю напора в теплообменнике. Решения представлены как в табличной, так и в графической форме для большого числа типов теплопередающих поверхностей и выражают зависимость эффективности теплообменника ε от числа единиц переноса тепла NTU. Приведены также уравнения для оценки потери напора в теплообменнике.

Явления нестационарности теплового режима в теплообменниках рассматриваются в гл. 3. Приведены графики, с помощью которых можно вычислить запаздывание распространения тепловых импульсов для некоторых широко распространенных типов теплообменников, а также для течения в каналах и трубах.

Влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры, на теплоотдачу и сопротивление в газовых теплообменниках рассмотрено в гл. 4. Даны рекомендации относительно поправок, учитывающих эти влияния при расчете.

Глава 5 содержит графики коэффициентов потерь напора при внезапном сужении и расширении для теплообменных поверхностей различного типа. Эти коэффициенты используются для оценки потерь напора при входе на теплообменную поверхность и выходе с нее, возникающих вследствие отрыва пограничного слоя.

Ряд аналитических решений для теплопередачи и гидравлического сопротивления при движении в гладких трубах собран в гл. 6. В ней даны достаточно полные решения для случаев ламинарного и турбулентного течения в круглых трубах. Представлены обширные данные о теплообменных поверхностях, состоящих из концентрических круглых труб (труба в трубе), включая методику расчета асимметричного нагрева таких поверхностей. Рассмотрены, хотя и менее полно, трубы прямоугольного и треугольного сечений. Аналитические решения, представленные в гл. 6, не ограничиваются диапазоном чисел Прандтля для газов в отличие от экспериментальных данных, со-

держащихся в книге, и, таким образом, могут быть использованы для капельных жидкостей, включая жидкие металлы.

Для некоторых поверхностей теплообмена с простой схемой движения теплоносителей получено достаточное количество данных как на основании экспериментальных результатов, так и аналитически, что позволило дать обобщенную их обработку.

В гл. 7 содержатся данные, характеризующие движение газа в круглых трубах, трубах прямоугольного сечения с различным соотношением сторон, поперечное обтекание шахматных пучков круглых труб и течение через сетчатые насадочные поверхности. Для некоторых случаев расчета предпочтительнее рекомендовать эти данные по сравнению с экспериментальными данными, приведенными в гл. 10, за исключением тех случаев, когда рассчитываемая поверхность полностью идентична поверхности, рассмотренной в гл. 10.

В гл. 8 дано краткое описание опытной установки и методики исследования, примененных для получения экспериментальных данных, помещенных в гл. 10.

Глава 9 содержит все нужные геометрические характеристики исследованных поверхностей, рассмотренных в гл. 10. Приведены эскизы всех типов поверхностей; геометрические характеристики представлены в таблицах.

Глава 10 составляет основное содержание книги. В ней на 92 графиках представлены основные экспериментальные данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению для большого количества разнообразных компактных высокоэффективных поверхностей.

В приложении I содержатся сведения о физических свойствах жидкостей, знание которых необходимо при расчете теплообменников.

Приложение II содержит несколько примеров расчета теплообменников, иллюстрирующих метод использования расчетных данных.

В приложении III приведены подробные выводы некоторых соотношений эффективности ε и числа единиц переноса тепла NTU, представленных в гл. 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. London A. L., Ferguson C. K., Test Results of High Performance Heat Exchanger Surfaces Used in Aircraft Intercoolers and Their Significance for Gas Turbine Regenerator Design, Trans. ASME, vol. 71, p. 17, 1949.

2. Kays W. M., London A. L., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger Surfaces, Part I: Test System and Procedure, Trans. ASME, vol. 72, p. 1075—1085, 1950.

Глава вторая

ТЕОРИЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Цель этой главы — краткое изложение теории теплопередачи и гидравлического сопротивления теплообменника. Эту теорию необходимо использовать совместно с основными расчетными данными, приведенными в гл. 6, 7, 10, для выбора типа теплообменника с учетом тепловой нагрузки и допустимой потери напора. Эта теория также дает конструктору уравнения, необходимые для оптимального расчета на базе любых критериев, которые для этой цели могут быть им выбраны.

В этой главе не приводится вывод окончательных уравнений, хотя для некоторых случаев это сделано в приложении III для иллюстрации метода их вывода. В остальных случаях указаны соответствующие литературные источники. Главное внимание уделено использованным здесь общим представлениям и основным принципам и понятиям, положенным в основу явлений, а также значению конечных соотношений для инженерного расчета. Соотношения представлены в форме графиков, удобных для расчета, а где возможно, и в алгебраической форме.

В приложении II рассмотрены примеры использования данных, представленных в этой главе, для расчета харктеристик теплообменников газотурбинной установки. В этой главе приведено большое количество ссылок на литературу, посвященную регенераторам и промежуточным холодильникам газотурбинных установок, поскольку они являются отличными примерами теплообменников, требующих высокой точности расчета. Однако необходимо подчеркнуть, что методика и последовательность расчета, представленные здесь, широко применимы к расчету всех классов теплообменников, в которых не используется нагрев открытым пламенем.

В настоящей главе рассматривается приложение теории теплопередачи к теплообменным системам трех типов:

1) к обычным рекуперативным теплообменникам, в которых две жидкости, обменивающиеся теплом, разделены теплопередающей поверхностью;

2) к сдвоенным теплообменникам с непрямой передачей тепла, представляющим собой два обычных теплообменника, связанных контуром для циркулирующего теплоносителя. Теплоноситель воспринимает тепло от горячего потока в одном теплообменнике и отдает его холодному потоку в другом теплообменнике. Типичным примером такой системы является охлаждение автомобильного двигателя водой, охлаждаемой в свою очередь воздухом в радиаторе. В этом случае тепло передается косвенным путем от продуктов сгорания потоку охлаждающего воздуха;

3) к вращающимся регенеративным теплообменникам с насадочной (матричной) теплопередающей поверхностью; при вращении на про-

тяжении определенной части оборота происходит нагревание насадки горячим газом, который при этом охлаждается, а на остальной части оборота — охлаждение поступающим холодным потоком, который при этом нагревается.

Наряду с изложением теории теплопередачи большое внимание также уделено расчету потери напора. В главу включено рассмотрение некоторых полезных геометрических соотношений между элементами поверхности теплообмена и теплообменника в целом.

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Методика определения оптимальной конструкции теплообменника сложна не только потому, что она включает в себя множество вычислительных операций, но еще в большей степени потому, что при этом приходится иметь дело с целым рядом чисто качественных оценок. Для иллюстрации последовательности расчета на рис. 2-1 приведена усовершенствованная схема расчета, в основу которой положена схема, разработанная Мэзоном [Л. 1].

Для установления последовательности расчета наряду с точной формулировкой задачи или технических условий необходимы данные о поверхности теплообмена, потере напора и физических свойствах. Последние две группы исходных данных для расчета рассматриваются в гл. 4—10 и в приложении I.

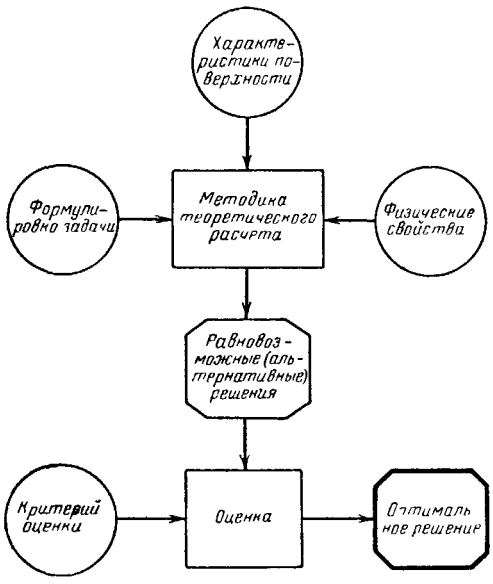


Рис. 2-1. Схема расчета теплообменника.

При формулировке задачи может быть решен вопрос о том, какие именно типы теплообменников будут рассматриваться; можно, например, остановиться на теплообменниках периодического действия с непосредственной теплопередачей. Можно ограничиться рассмотрением определенных форм поверхностей или производить более широкую их оценку. Иногда допустим известный произвол в выборе физических свойств; можно, например, варьировать материал насадки, которую предполагается использовать в теплообменнике периодического действия.

Изложение методики расчета является предметом данной главы. Она может быть представлена в виде программы для вычислительной машины. В этом случае возможна целая серия различных альтернативных решений. Некоторые из них будут характеризовать конструкцию, которую может предложить конкурент, другие — удовлетворять запросы заказчиков.

Эти решения в сочетании с оценочными критериями служат исходными данными для проведения окончательной оценки.

Операция оценки является в значительной мере операцией качественной; размер печи для пайки, транспортные возможности, сроки поставок, техническая политика, проводимая фирмой, оценка опасности конкуренции — все это примеры качественных критериев оценки.

В противоположность этому может быть разработана система взаимосвязанных факторов, которая дает возможность количественно определить относительную цену потери напора, весовые характеристики, удельные тепловые нагрузки и утечку (в случае теплообменников периодического действия). В качестве очень показательного примера применения таких взаимосвязанных факторов можно упомянуть о проделанном расчете, который показал,

что уменьшение веса конструкции самолета гражданской авиации на 1 фунт дает выгоду в 1 000 долл.

В конечном итоге в результате таких операций находят оптимальную конструкцию или, возможно, несколько таких конструкций, которые можно представить на рассмотрение заказчику. Иногда полученный конечный результат используется для формулирования новых исходных условий задачи при исследовании влияния отдельных параметров для оптимизации всей системы в целом, а не только для выявления оптимальной конструкции теплообменника, основанной до некоторой степени на произвольном выборе начальных требований.

Понятно, что исчерпывающая методика расчета, применимая к любому общему случаю, не может быть представлена в монографии подобного типа. Авторы попытались представить характеристики поверхностей и ряд сведений о физических свойствах в виде количественных исходных данных и разработать систематизированную теорию расчета.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Переменные величины теплообменника — безразмерные и размерные

Для обычного теплообменника, через который проходят два потока, существенны следующие параметры, характеризующие процесс теплопередачи:

k — общий коэффициент теплопередачи, *ккал/м² · ч град;*

F — поверхность теплообмена, *м²*, к которой относится общий коэффициент теплопередачи;

$t_{г_1}$, $t_{г_2}$ — температура горячей жидкости, °С;

$t_{ж_1}$, $t_{ж_2}$ — температура холодной жидкости, °С;

$W_г = (w_м c_p)_г$ — водяной эквивалент горячей жидкости[1], *ккал/ч · град;*

$W_х = (w_м c_p)_х$ — водяной эквивалент холодной жидкости, *ккал/ч · град.*

Характер движения потоков — противоток, прямоток, перекрестный ток, смешанный ток или комбинация этих типов относительного движения потоков.

Сочетание параметров является основой для расчета теплопередачи в аппарате.

Значение всех перечисленных параметров, за исключением общего коэффициента теплопередачи k, очевидно. Смысл общего коэффициента теплопередачи, объединяющего перенос тепла конвекцией и теплопроводностью, ясен из общего уравнения теплопередачи, которое аналогично уравнению закона Ома для постоянного тока:

$$\frac{dq}{dF} = k(t_г - t_ж). \qquad (2\text{-}1)$$

В этом уравнении dq/dF — тепловой поток на единицу поверхности теплообмена в сечении теплообменника, где имеется температурная разность $t_г - t_х$, *ккал/ч · м²*.

Из этой связи очевидно, что k является общей термической проводимостью, отнесенной к температурному потенциалу $t_г - t_х$ и единице поверхности теплообмена. Величина, обратная k, представляет собой полное термическое сопротивление, в которое входят следующие компоненты:

1) конвективная составляющая на стороне горячего потока, учитывающая фактическую эффективность развитой поверхности или поверхности оребрения на этой стороне;

2) составляющая, связанная с теплопроводностью стенки;

3) конвективная составляющая на стороне холодного потока, учитывающая фактическую эффективность развитой поверхности;

[1] В случае движения газа c_p означает теплоемкость при постоянном давлении в отличие от c_v — теплоемкости при постоянном объеме. Для жидкостей и твердых тел нет нужды в таком отличии.

4) составляющая, связанная с наличием слоя загрязнений на обеих сторонах теплообменной поверхности.

Пренебрегая для простоты влиянием слоев загрязнений, уравнение, выражающее полное термическое сопротивление, можно записать в следующем виде:

$$\frac{1}{k_г}=\frac{1}{\eta_{0г}\alpha_г}+\frac{a}{\frac{F_{ст}}{F_г}\lambda}+\frac{1}{\frac{F_х}{F_г}\eta_{0х}\alpha_х}$$

или

$$\frac{1}{k_х}=\frac{1}{\eta_{0х}\alpha_х}+\frac{a}{\frac{F_{ст}}{F_х}\lambda}+\frac{1}{\frac{F_г}{F_х}\eta_{0г}\alpha_г}, \quad (2\text{-}2)$$

где $k_г$ — отнесено к единице полной поверхности теплообмена на стороне горячего потока (включая ребра или любую развитую поверхность);

$k_х$ — к единице полной поверхности теплообмена на стороне холодного потока;

$F_{ст}$ — соответствует средней величине основной (первичной) поверхности (например, поверхности разграничивающих листов в пластинчатом теплообменнике. — *Прим. ред.*);

$\eta_{0г}$, $\eta_{0х}$ — эффективность (к. п. д.) полной поверхности теплообмена $F_г$ или $F_х$ соответственно.

Из уравнения (2-2) очевидно, что

$$k_х F_х = k_г F_г.$$

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_х$ и $\alpha_г$ являются сложной функцией геометрии поверхности, свойств теплоносителя и условий движения. За исключением некоторых геометрически простых случаев для определения коэффициентов теплоотдачи инженеру обычно приходится прибегать к проведению экспериментов на моделях. С использованием безразмерных параметров эти коэффициенты представлены в графической форме в гл. 6, 7 и 10. В гл. 4 рассмотрено влияние свойств жидкости, зависящих от температуры, на коэффициенты теплоотдачи.

Если на обеих сторонах теплообменника отсутствует дополнительная развитая поверхность, то $\eta_{0г}$ и $\eta_{0х}$ равны 1 и тогда

$$F_{ст} \approx \frac{F_г + F_х}{2}.$$

В этом случае уравнение (2-2) соответственно может быть упрощено. Однако там, где используется развитая поверхность, в элементах оребрения возникает температурный градиент, что приводит к снижению эффективности поверхности, и как следствие η_0 становится меньше единицы; η_0 является средневзвешенной величиной из значения эффективности основной поверхности (которая равна 100%) и эффективности оребрения $\eta_р$, меньшей 100%. Таким образом,

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_р}{F}(1 - \eta_г). \quad (2\text{-}3)$$

В [Л. 2] даны зависимости для эффективности $\eta_р$ ребер различной геометрической формы.

Для многих поверхностей теплообмена, рассмотренных здесь, можно с достаточной степенью точности применить соотношения, полученные для прямого ребра постоянного сечения,

$$\eta_р = \frac{\operatorname{th} ml}{ml}, \quad (2\text{-}4)$$

где m — параметр ребра;

для тонких плоских ребер

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}};$$

для круглых стержневых ребер

$$m = \sqrt{\frac{4\alpha}{\lambda d}}. \quad (2\text{-}5)$$

Когда ребро простирается от одной поверхности до другой (в пластинчатых теплообменниках), то эффективной длиной ребра l является половина расстояния между поверхностями. Эта зависимость показана графически на рис. 2-11. Решение для круглых ребер, часто выполняемых на поверхности круглых труб, представлено на том же графике в виде семейства кривых, учи-

тывающих геометрические параметры оребрения и характеризующих в предельном случае поведение прямых ребер [уравнение (2-4)].

В обычном теплообменнике «газ—газ» или «газ—жидкость» величиной термического сопротивления стенки в уравнении (2-2) можно пренебречь по сравнению с термическим сопротивлением на стороне теплоносителя. В теплообменнике «газ—жидкость» (например, в водяном промежуточном холодильнике) определяющее термическое сопротивление находится на стороне газа и именно оно оказывает решающее влияние на коэффициент теплопередачи. Для газового теплообменника существенны сопротивления с обеих сторон поверхности теплопередачи.

Уравнение теплопередачи (2-1) должно быть рассмотрено совместно с уравнением энергии, причем следует приравнять уменьшение энтальпии горячей жидкости к увеличению энтальпии холодной жидкости для того, чтобы связать переменные, упомянутые в начале этой главы. Переменные величины слишком многочисленны, чтобы можно было легко получить наглядные зависимости между ними. Однако они могут быть удобно и целесообразно сгруппированы в значительно меньшее число безразмерных параметров, которые делают возможным такое наглядное представление; безразмерные параметры обладают вполне определенным физическим смыслом; их названия и определения даются ниже.

Эффективность (к. п. д.) теплообменника

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{макс}}} = \frac{W_{\text{г}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}})}{W_{\text{мин}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{x1}})} = \frac{W_{\text{x}}(t_{\text{x2}} - t_{\text{x1}})}{W_{\text{мин}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{x1}})}, \quad (2\text{-}6)$$

где $W_{\text{мин}}$ — наименьшая из величин $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{ж}}$.

Число единиц переноса тепла

$$NTU = \frac{k_{\text{ср}}F}{W_{\text{мин}}} = \frac{1}{W_{\text{мин}}}\int_0^F k\,dF, \quad (2\text{-}7)$$

где F — та же поверхность теплообмена, которая использована для определения коэффициента теплопередачи. Обычно при расчетах коэффициент теплопередачи k может быть принят постоянным.

Отношение водяных эквивалентов теплоносителей

$$\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}, \quad (2\text{-}8)$$

где $W_{\text{мин}}$ и $W_{\text{макс}}$ — соответственно меньшая и большая из двух величин $W_{\text{г}}$ и W_{x}.

В общем виде соотношение между ними может быть представлено следующим образом:

$$\varepsilon = \Phi\left(NTU, \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}, \text{ схема движения потоков}\right), \quad (2\text{-}9)$$

как показано на графиках рис. 2-12—2-27.

Эти безразмерные параметры не только позволяют в удобной форме представить графически характеристики теплообменников, но и имеют вполне определенный физический смысл. Эффективность ε выражает соотношение между фактически переданным количеством тепла $q = W_{\text{г}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}) = W_{\text{x}}(t_{\text{x2}} - t_{\text{x1}})$ и тем максимально возможным количеством тепла, которое может быть передано только в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи, а именно: $q_{\text{макс}} = W_{\text{x}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{x1}})$, если $W_{\text{x}} < W_{\text{г}}$, или $W_{\text{г}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{x1}})$, если $W_{\text{г}} < W_{\text{x}}$. Таким образом, ε представляет собой эффективность теплообменника с термодинамической точки зрения.

Следует заметить, что при заданных рабочих параметрах $t_{\text{г1}}$, t_{x1}, $W_{\text{г}}$ и W_x величина ε полностью определяет условия теплообмена. Так, если $W_{\text{г}} = W_{\text{мин}}$, то $\varepsilon = \frac{t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}}{t_{\text{г1}} - t_{\text{x1}}}$, которая в этом случае может рассматриваться как «температурный к. п. д.» процесса охлаждения горячей жидкости. С другой стороны, если $W_{\text{x}} = W_{\text{мин}}$, то $\varepsilon = \frac{t_{\text{x2}} - t_{\text{x1}}}{t_{\text{г1}} - t_{\text{x1}}}$, которая

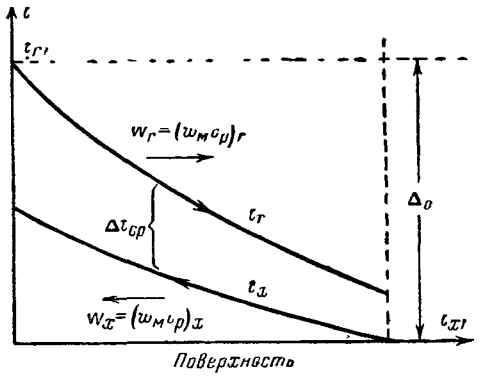


Рис. 2-2. Распределение температур теплоносителей в противоточном теплообменнике.

в данном случае должна рассматриваться как «температурный к. п. д.» процесса нагревания холодной жидкости. Однако в общем виде, определяемом уравнением (2-6), ε не является «температурным к. п. д.», а скорее должна рассматриваться как «к. п. д. (или эффективность) теплопередачи», и двусмысленность будет устранена, если строго придерживаться этого определения.

Число единиц переноса тепла *NTU* является безразмерной характеристикой теплообменника с точки зрения возможностей передачи тепла. При рассмотрении графика на рис. 2-12 заметен асимптотический характер зависимости между эффективностью и числом единиц переноса тепла *NTU* при данном соотношении водяных эквивалентов теплоносителей. Когда *NTU* является малой величиной, эффективность теплообменника низка, а в области больших значений *NTU* эффективность ε асимптотически приближается к пределу, определяемому схемой движения теплоносителей и ограничениями, вытекающими из термодинамических соображений. Форма, в которой поверхности теплообмена и общий коэффициент теплопередачи входят в выражение для *NTU* [уравнение (2-7)], позволяет оценить возможность достижения большой величины *NTU* (а следовательно, и высокой эффективности) с точки зрения капитальных затрат, веса и объема для данной поверхности теплообмена или с точки зрения затрат энергии на преодоление гидравлического сопротивления для получения более низкого термического сопротивления со стороны теплоносителя и более высоких значений коэффициента теплопередачи k.

В случае пренебрежения термическим сопротивлением стенки из уравнения (2-2) может быть получена интересная и полезная зависимость между *NTU* и критерием Стантона для каждого из потоков теплоносителя, а именно:

$$\frac{1}{NTU}=\frac{1}{\eta_{0г}\left(\frac{L}{r_г}\right)_г\frac{W_г}{W_{мин}}\mathrm{St}_г}+\frac{1}{\eta_{0х}\left(\frac{L}{r_г}\right)_х\frac{W_х}{W_{мин}}\mathrm{St}_х}, \quad (2\text{-}10)$$

где $W_{мин}$ — наименьший из двух водяных эквивалентов теплоносителей $W_г$ и $W_х$.

Третий безразмерный параметр $W_{мин}/W_{макс}$ (отношение водяных эквивалентов теплоносителей) является просто отношением величин расхода, умноженных на соответствующие теплоемкости для двух потоков. Каждое из этих произведений может рассматриваться как количество тепла, воспринимаемого или отдаваемого потоком теплоносителя на 1 *град* изменения температуры

Соотношение, устанавливаемое уравнением (2-9), является фундаментальным выражением эффективности (к. п. д.) теплообменника. Это подтверждается следующими соображениями. Рассмотрим представленную на рис. 2-2 схему распределения температур в противоточном теплообменнике при $W_г<W_х$ ($W_г=W_{мин}$, $W_х=W_{макс}$). Уравнение теплопередачи (2-1) может быть записано в интегральной форме

$$Q=kF\Delta t_m, \quad (2\text{-}1а)$$

где Δt_m — соответствующим образом осредненное значение разности температур $(t_г-t_х)$. Два дополнительных уравнения для Q могут быть написаны на основе рассмотрения баланса энергии:

$$Q=W_г(t_{г1}-t_{г2}); \quad (2\text{-}11)$$

$$Q=W_х(t_{х2}-t_{х1}). \quad (2\text{-}12)$$

Как уже ранее отмечалось, максимально возможное количество переданного тепла ограничивается расходом теплоносителей и их температурами на входе в теплообменник

$$Q_{\text{макс}} = W_{\text{мин}}(t_{\text{г1}} - t_{\text{х1}}) = W_{\text{г}}\Delta_0.$$

Поделив левые и правые части уравнений (2-1а), (2-11) и (2-12) соответственно на левую и правую части этого уравнения, получим:

$$\varepsilon = \frac{kF\Delta t_m}{W_{\text{г}}\Delta_0}; \qquad (2\text{-}1\text{б})$$

$$\varepsilon = \frac{t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}}{\Delta_0}; \qquad (2\text{-}11\text{а})$$

$$\varepsilon = \frac{t_{\text{х2}} - t_{\text{х1}}}{\Delta_0}\frac{W_{\text{х}}}{W_{\text{г}}}. \qquad (2\text{-}12\text{а})$$

Средняя разность температур Δt_m является определенным способом осредненной величиной между конечными значениями $t_{\text{г1}} - t_{\text{х2}}$ и $t_{\text{г2}} - t_{\text{х1}}$. Более того, нужно ожидать, что на метод осреднения оказывает влияние характер движения потоков. Из уравнений (2-11а) и (2-12а) следует:

$$t_{\text{г1}} - t_{\text{х2}} = (t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}) - (t_{\text{х2}} - t_{\text{х1}}) + (t_{\text{г2}} - t_{\text{х1}}) = \varepsilon\Delta_0 - \varepsilon\Delta_0\frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}} + (1-\varepsilon)\Delta_0 = \left(1 - \varepsilon\frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}\right)\Delta_0.$$

Таким же образом

$$t_{\text{г2}} - t_{\text{х1}} = (1-\varepsilon)\Delta_0.$$

Очевидно, что

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta_0} = \Phi\left(\varepsilon\frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}\right);$$

комбинируя с уравнением (2-1б), получим:

$$\varepsilon = \Phi\left(NTU, \frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}\right).$$

Снимая ограничения, указанные на рис. 2-2 ($W_{\text{г}} < W_{\text{х}}$ и противоточное движение), убеждаемся в справедливости уравнения (2-9).

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ И *NTU*

Рассмотрим зависимости ε—NTU, представленные на рис. 2-12—2-27.

Противоток (рис. 2-12, вывод см. в приложении III). Эффективность ε может быть выражена уравнением

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU\left(1 - \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right)}}{1 - \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}e^{-NTU\left(1 - \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right)}}, \qquad (2\text{-}13)$$

где $NTU = kF/W_{\text{мин}}$ всегда выражается через минимальный водяной эквивалент теплоносителя. Результаты расчета, использованные для составления графика на рис. 2-12, приведены в табл. 2-1. Следует заметить, что для всех соотношений водяных эквивалентов теплоносителей эффективность приближается к единице при больших значениях величины *NTU*. Это является прямым следствием определения ε [см. уравнение (2-6) и соответствующий текст]. Далее заметим, что чем меньше соотношение водяных эквивалентов теплоносителей, тем выше эффективность при данном значении *NTU*. Два предельных случая уравнения (2-13) представляют частный интерес для расчета газотурбинных теплообменников, а именно — при значениях $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = 0$ и $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = 1$. Первый случай описывает условия теплообмена в промежуточном холодильнике с водяным охлаждением, где $W_{\text{в}} \gg W_{\text{возд}}$; второй случай соответствует регенератору, где $W_{\text{газ}} \approx W_{\text{возд}}$. Для этих условий уравнение (2-13) принимает следующий вид:

при $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = 0$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \qquad (2\text{-}13\text{а})$$

и при $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = 1$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}. \qquad (2\text{-}13\text{б})$$

Следует заметить, что для испарителя или конденсатора отношение водяных эквивалентов теплоносителей равно нулю, так как если одна из жидкостей остается при постоянной температуре на всем протяжении теплообменника, ее «теплоемкость», а следовательно, и во-

дяной эквивалент согласно определению бесконечно велики.

Прямоток (см. рис. 2-13). Эффективность в этом случае выражается уравнением

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU\left(1 + \frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)}}{1 + \frac{W_{мин}}{W_{макс}}}. \quad (2\text{-}14)$$

Результаты расчета, использованные для составления графика на рис. 2-13, приведены в табл. 2-2. В отличие от противотока значение асимптот, к которым приближаются ε, меньше единицы, за исключением случая, когда $W_{мин}/W_{макс}=0$. Для случая, когда $W_{мин}/W_{макс}=1$, максимально возможная эффективность при прямотоке теплоносителей составляет только 50%, или половину значения эффективности для противотока. Если $W_{мин}/W_{макс}=0$, то уравнение (2-14) упрощается и может быть представлено в виде

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}, \quad (2\text{-}14а)$$

т. е. идентично аналогичной зависимости (2-13а) для противотока. Таким образом, очевидно, что с точки зрения эффективности процесса отсутствует какая-либо разница в способах осуществления процессов теплообмена в промежуточном водяном холодильнике ($W_в \gg W_{возд}$), испарителе или конденсаторе; прямоток и противоток в этих случаях одинаково эффективны. Если $W_{мин}/W_{макс}=1$, то уравнение (2-14) приводится к виду

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2NTU}}{2}. \quad (2\text{-}14б)$$

Рассматривая рис. 2-25, где графически представлены как уравнение (2-13б), так и уравнение (2-14б), можно видеть, что регенератор газотурбинной установки ($W_{газ} \approx W_{возд}$), работающий по принципу прямотока, имеет значительно меньшую эффективность в области $NTU>0{,}7$, чем при работе по принципу противотока.

Перекрестный ток, потоки не перемешиваются (см. рис. 2-14).

Принимается, что в этом теплообменнике каждый из потоков жидкости проходит по множеству трубок, благодаря чему перемешивание исключается. Расчет эффективности основывается на средневзвешенной температуре выходящих жидкостей. Аналитическое решение для такой схемы движения не может быть представлено в завершенном виде.

Табличные значения (табл. 2-3) и графические зависимости (рис. 2-14) основаны на решении, выполненном Мэзоном [Л. 3], который пользовался рядами. Как и для всех ранее рассмотренных схем движения, в случае $W_{мин}/W_{макс}=0$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}.$$

Следует заметить, что все кривые, приведенные на рис. 2-14, асимптотически приближаются к значению $\varepsilon=1$, как это наблюдалось при противотоке. Однако для всех значений отношения $W_{мин}/W_{макс}>0$ эффективность ε при данной величине NTU меньше, чем при противотоке, причем наибольшее различие наблюдается при $W_{мин}/W_{макс}=1{,}0$ (см. рис. 2-25).

Перекрестный ток, один поток перемешивается, другой — не перемешивается (см. рис. 2-15 и приложение III).

На рис. 2-15 схематически показано движение потоков; один из потоков проходит в трубках, исключающих возможность перемешивания в данном поперечном сечении, а другой поток полностью перемешивается в каждом поперечном сечении. Соотношения между ε и NTU таковы:

$$W_{макс} = W_{несм};\ W_{мин} = W_{см};$$
$$\left.\begin{aligned} &\varepsilon = 1 - e^{-\Gamma W_{макс}/W_{мин}}, \\ &\text{где} \\ &\Gamma = 1 - e^{-NTU\, W_{макс}/W_{мин}}. \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}15)$$

При $W_{макс} = W_{см}$, $W_{мин} = W_{несм}$

$$\varepsilon = \frac{W_{макс}}{W_{мин}}\left[1 - e^{-\Gamma' W_{мин}/W_{макс}}\right], \quad (2\text{-}16)$$

где

$$\Gamma' = 1 - e^{-NTU}.$$

В этих уравнениях, как и прежде, $NTU = kF/W_{мин}$. Расчетные значения, полученные на основании этих уравнений, сведены в табл. 2-4. Для предельного случая, когда $W_{мин}/W_{макс} = 0$, уравнения (2-15) и (2-16) упрощаются и приводятся к выражению

$$e = 1 - e^{-NTU},$$

т. е. к такому же результату, как и в двух предыдущих случаях (противоток и прямоток). Это опять-таки подтверждает вывод о том, что относительное движение потоков несущественно, если водяной эквивалент для одного из потоков намного выше, чем для другого. Рассматривая график на рис. 2-15, можно заметить, что если условия проектирования не строго определены, то предпочтительнее осуществлять перемешивание потока с меньшим водяным эквивалентом, так как в этом случае достигается увеличение эффективности ε.

Перекрестный ток, оба потока перемешиваются (см. рис. 2-16).

Такой характер движения потоков является необычным для теплообменника; в этом случае температура каждой жидкости является функцией только одной пространственной координаты. Такой характер движения потоков может быть достигнут только путем установки в обоих каналах турбулизирующих перегородок. Одной из наиболее интересных закономерностей при таком характере движения является то, что возможно снижение эффективности с увеличением NTU.

Решение может быть представлено в законченной алгебраической форме

$$\varepsilon = \frac{NTU}{\dfrac{NTU}{1 - e^{-NTU}} + \dfrac{(W_{мин}/W_{макс})\,NTU}{1 - e^{-NTU\,(W_{мин}/W_{макс})}} - 1}. \qquad (2\text{-}17)$$

Результаты, полученные при решении этого уравнения, сведены в табл. 2-5.

Многоходовой теплообменник с общим противоточным движением теплоносителей; потоки перемешиваются между ходами (см. приложение III).

Можно найти общее решение для противоточных многоходовых теплообменников в весьма простой алгебраической форме, если предположить, что теплоносители перемешиваются между ходами, а суммарное значение NTU равномерно распределяется между ходами в общей противоточной схеме:

$$\varepsilon = \frac{\left(\dfrac{1 - \varepsilon_{ход}\dfrac{W_{мин}}{W_{макс}}}{1 - \varepsilon_{ход}}\right)^n - 1}{\left(\dfrac{1 - \varepsilon_{ход}\dfrac{W_{мин}}{W_{макс}}}{1 - \varepsilon_{ход}}\right)^n - \dfrac{W_{мин}}{W_{макс}}}, \qquad (2\text{-}18)$$

где n — число идентичных ходов в многоходовом теплообменнике с общим противоточным движением теплоносителей; ε — эффективность каждого хода, функция от NTU/n и основной схемы движения в пределах одного хода. Заметим, что отдельные ходы могут иметь любой из основных характеров (схем) движения.

Для специального случая $W_{мин}/W_{макс} = 1$

$$\varepsilon = \frac{n\varepsilon_{ход}}{1 + (n-1)\,\varepsilon_{ход}}. \qquad (2\text{-}18а)$$

Вывод уравнения (2-18) приведен в приложении III. Этот вывод является своего рода синтезом, в котором общая эффективность системы связана с эффективностью каждого хода. Здесь можно с успехом использовать известный метод графического расчета, в котором строится диаграмма с рабочей и равновесной линиями; этот метод применяется при расчете процессов массообмена и позволяет с помощью элементарных геометрических соотношений выразить довольно сложные алгебраические зависимости.

На рис. 2-3 выполнено соответствующее построение для случая $W_{мин}/W_{макс} = 1$; $\varepsilon_{ход} = 0{,}30$; $n = 3$; $\varepsilon = 0{,}562$ из уравнения (2-18а).

Многоходовой теплообменник с общим противоточным движением теплоносителей, состоящий из перекрестноточных ходов, в которых потоки не перемешиваются.

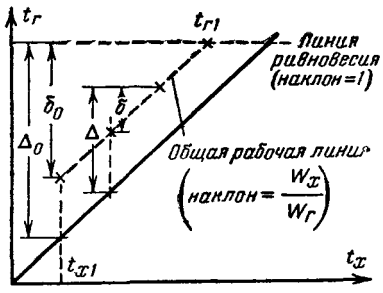


Рис. 2-3. График «рабочая линия — линия равновесия» для случая $W_x/W_г=1$; $n=3$, $\varepsilon_{ход}=0{,}30$.

$$\varepsilon_{ход}=\delta/\Delta;\quad \varepsilon=\frac{3\varepsilon_{ход}}{1+2\varepsilon_{ход}}.$$

лизовано путем увеличения числа ходов и что излишне большое число ходов неоправданно.

Комбинация противотока и прямотока; перемешивание теплоносителя в межтрубном пространстве (см. рис. 2-20).

Схематически движение потоков изображено на рис. 2-20. Этот порядок движения теплоносителей является обычным для кожухотрубных теплообменников. Заимствованное из [Л. 5, 6] уравнение, выражающее эффективность, в данном случае имеет вид:

$$\varepsilon=\frac{2}{\left(1+\frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)+\sqrt{1+\left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)^2}\left[\frac{1+e^{-\Gamma}}{1-e^{-\Gamma}}\right]},\qquad(2\text{-}19)$$

Схема и графики на рис. 2-17 выполнены в соответствии с уравнением (2-18а) в предположении, что жидкости в перекрестноточных ходах не перемешиваются; $\varepsilon_{ход}$ для этого случая дано на рис. 2-14. Так как для построения использовалось уравнение (2-18а), то предполагалось, что осуществляется полное перемешивание между ходами. В противоположность этому рис. 2-18, построенный на основании результатов, полученных Стивенсоном и др. [Л. 4], основан на допущении, что одна жидкость перемешивается между ходами, а другая жидкость не перемешивается. На рис. 2-19, построенном на основе данных тех же авторов, показаны характеристики теплообменника с общим противоточным движением теплоносителей и перекрестноточными ходами, в которых не происходит перемешивания теплоносителя ни в самом ходе, ни между ходами. Разница между этими тремя группами кривых небольшая, и, таким образом, условие, заключающееся в обязательном перемешивании теплоносителя между ходами, как это предусматривается в уравнении (2-18), не накладывает жестких ограничений.

Из рис. 2-17—2-19 явствует, что приближение к противоточному характеру движения может быть реа-

где для данного случая

$$\Gamma=NTU\sqrt{1+\left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)^2}.$$

Как и для всех ранее рассмотренных схем движения, это уравнение для случая $W_{мин}/W_{макс}=0$ может быть упрощено и приводится к виду, аналогичному уравнению (2-13а). Результаты расчета для составления графика на рис. 2-20 приведены в табл. 2-6. При рассмотрении этой таблицы и рис. 2-20 следует заметить, что в случае $W_{мин}/W_{макс}>0$ эффективность для бесконечно большой поверхности ($NTU=\infty$) всегда меньше единицы.

Уравнение (2-19) было выведено для одного хода в межтрубном пространстве и двух ходов в трубах. Однако при четырех, шести, восьми и т. д. трубных ходах получаются результаты, которые настолько численно близки к результатам для кожухотрубного теплообменника с двумя трубными ходами, что использование для решения этих более сложных выражений никакого преимущества не дает.

Многоходовой теплообменник с общим противоточным движением и прямоточно-противоточными ходами.

На рис. 2-21—2-23 приведены схемы и характеристики многоходо-

вых теплообменников, образованных комбинированием простых прямоточно-противоточных элементов. Это наиболее распространенные схемы кожухотрубных теплообменников. Результаты получены на основании уравнения (2-18) с использованием значения эффективности каждого хода $\varepsilon_{ход}$, подсчитанной по уравнению (2-19).

Теплообменник с разветвленным потоком (рис. 2-24). Теплообменник с довольно необычной схемой движения потоков изображен на рис. 2-24. Характеристики ε—NTU для такого теплообменника получены на основании работы Икбала и Стачиевича [Л. 7]. В этой работе решение представлено в конечном виде. Однако алгебраическая форма его слишком сложна и здесь не приводится. В табл. 2-7а и 2-7б помещены данные, полученные путем обработки результатов, полученных Икбалом и Стачиевичем, на вычислительных машинах.

Как и для перекрестноточного теплообменника с перемешиванием обоих теплоносителей, изображенного на рис. 2-16, возможно снижение эффективности с увеличением NTU. Существует лишь небольшая разница в характеристиках между случаями $W_{кож}=W_{мин}$ и $W_{труб}=W_{мин}$. Разница пренебрежимо мала для $NTU<5$, однако становится значительной в области более высоких значений, где увеличение NTU ведет к снижению эффективности.

Влияние схемы движения теплоносителей. Как было отмечено, для всех схем движения теплоносителей характерна аналогичная зависимость ε—NTU для случая $W_{мин}/W_{макс}=0$, а для всех остальных значений $W_{мин}/W_{макс}$ эффективность при противотоке максимальна. Наибольшее различие в значениях эффективности имеет место, когда $W_{мин}/W_{макс}=1{,}0$. Это наглядно вытекает из рис. 2-25 и 2-26. Изучение графиков на рис. 2-25 и 2-26 позволяет сделать выводы о сравнительных требованиях к поверхности для теплообменников с различной схемой движения, а в сочетании с графиком на рис. 2-17 приводит к заключению, что при необходимости получить эффективность порядка 80% следует применять простые противоточные теплообменники или многоходовые противоточные теплообменники, если $W_{мин}/W_{макс}=1$.

Влияние отношения $W_{мин}/W_{макс}<1$ на эффективность регенератора (см. рис. 2-27). Большинство регенераторов газотурбинных установок работает при $W_{мин}/W_{макс}=0{,}90\div0{,}97$, что связано с влиянием продуктов сгорания как на теплоемкость, так и на расход газа. В расчете удобнее использовать более простые зависимости ε—NTU для случая $W_{мин}/W_{макс}=1$ и приближенно учесть отклонения этого отношения от единицы, для чего служит график на рис. 2-27. Так как перекрестноточная схема при общем противотоке (потоки не перемешиваются) находится между крайними случаями противотока и перекрестного тока с одним ходом, то возможна интерполяция.

Сравнение методов расчета, использующих среднелогарифмическую разность температур и зависимость между ε и NTU

При расчете теплообменников обычно применяется уравнение

$$Q=kF\varepsilon_{\Delta t}\,\Delta t_{лог},$$

где Q — общая тепловая нагрузка теплообменника, *ккал/ч;*

$\Delta t_{лог}$ — среднелогарифмическое значение разности температур двух теплоносителей, *град,* рассчитанное для случая истинного противотока.

Если теплообменник действительно является противоточным, то безразмерный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}=1$. Для всех остальных схем движения $\varepsilon_{\Delta t}$ меньше единицы. Этот коэффициент может быть определен для различных схем движения теплоносителей и представлен в форме кривых [Л. 6]. Такие кривые в функции соответствующих параметров X и Z показаны на рис. 2-4. В дальнейшем изложении, во-первых, показано полное соответствие между методом расчета с использованием среднело-

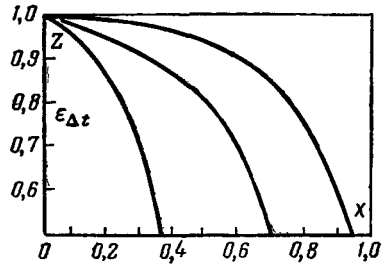


Рис. 2-4. Поправочные коэффициенты, учитывающие характер относительного движения теплоносителей, для уравнения теплопередачи (график дан ие в масштабе).

$$Z = \frac{t_{г1} - t_{г2}}{t_{х2} - t_{х1}};$$

$$X = \frac{t_{х2} - t_{х1}}{t_{г1} - t_{х1}}.$$

гарифмической разности температур и методом, использующим зависимость ε—*NTU*, и, во-вторых, высказаны некоторые соображения в пользу последнего метода.

Предположим, что имеются два теплообменника, один из которых, принятый за эталон, является чисто противоточным. Пусть для обоих теплообменников одинаковы: коэффициент теплопередачи k, температура потоков на входе, весовые расходы теплоносителей. Поверхность противоточного теплообменника выбирается таким образом, чтобы обеспечивалась передача того же количества тепла Q. Из сделанных предположений следует, что для обоих теплообменников среднелогарифмическая разность температур $\Delta t_{лог}$ будет одинаковой и

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{F_{противоточн}}{F} \leqslant 1$$

или

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{NTU_{\text{противоточного движения при } \varepsilon = idem}}{NTU_{действительное}}.$$

Рассмотрение выражений, определяющих X и Z (рис. 2-4), приводит к заключению, что

$X = \varepsilon$ для случая $W_х = W_{мин}$

или

$X = \varepsilon \left(\frac{W_г}{W_х}\right)$ для случая $W_г = W_{мин}$

и

$$Z = \frac{W_х}{W_г}\left[\text{либо } \frac{W_{мин}}{W_{макс}}, \text{ либо } \frac{1}{\frac{W_{мин}}{W_{макс}}}\right].$$

Таким образом, ясно, что между двумя группами параметров имеется полное соответствие.

Следующие доводы говорят в пользу применения соотношения ε—*NTU*:

1. Эффективность является просто определяемым характеристическим параметром, имеющим термодинамический смысл, подобно к. п. д.; поэтому она фигурирует в качестве единственной зависимой переменной.

2. Применение уравнения, в котором фигурирует среднелогарифмическая разность температур $\Delta t_{лог}$, создает ошибочное представление о простоте его использования; в действительности для решения привлекается уравнение энергии, которое в скрытой форме входит в коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$.

3. Использование соотношения ε—*NTU* упрощает технику вычисления применительно к сложным случаям относительного движения потоков.

4. Наиболее убедительно соображение об уменьшении трудоемкости расчетов.

Для того чтобы проиллюстрировать эти соображения, рассмотрим две типичные задачи:

а) Даны k, $W_х$, $W_г$ и конечные температуры. Необходимо определить поверхность теплообмена F.

б) Даны F, k, $W_г$, $t_{г1}$, $t_{х1}$. Необходимо определить температуру жидкостей на выходе.

Для первой задачи оба метода дают прямое решение. При использовании зависимости ε—*NTU* исключается утомительная и трудоемкая процедура определения $\Delta t_{лог}$. Ниже дано подробное сравнение порядка решения первой задачи обоими методами:

С использованием соотношения между ε и *NTU*

1. Вычислить эффективиость по известным конечным температурам. Вычислить отиошение $W_{мин}/W_{макс}$.

2. Используя кривую $\varepsilon - NTU$ для данной схемы относительного движения потоков и зиачение $W_{мин}/W_{макс}$, определить *NTU*.

3. Определить поверхность теплообмена F по уравнению

$$F = NTU\,\frac{W_{мин}}{k}.$$

С использованием среднелогарифмической разности температур $\Delta t_{лог}$

1. Вычислить зиачения X и Z по известным конечным температурам.

2. Используя кривую, выражающую зависимость $\varepsilon_{\Delta t}$ *от* X и Z, и прииимая во внимание характер относительного движеиия потоков, определить зиачение $\varepsilon_{\Delta t}$.

3. Рассчитать $\Delta t_{лог}$ по известиым конечным температурам потоков.

4. Определить поверхность теплообмена F по уравнению

$$F = \frac{Q}{k\varepsilon_{\Delta t}\,\Delta t_{лог}},$$

где Q вычисляют по известным температурам и водяному эквиваленту соответствующего теплоносителя.

При решении второй задачи использоваиие зависимости $\varepsilon - NTU$ имеет очевидные преимушества. Порядок решения следующий:

С использованием соотношения между ε и *NTU*

1. Вычислить *NTU* по исходным даиным. Определить значение $W_{мин}/W_{макс}$.

2. Используя кривую для данной схемы относительного движения потоков и значение отношения $W_{мин}/W_{макс}$, определить ε.

3. Вычислить тепловую иагрузку Q

$$Q = W_{мин}(t_{г1} - t_{х1})\varepsilon$$

и значения конечных температур по уравиениям

$$(t_{х2} - t_{х1})\,W_х = Q,$$

$$(t_{г1} - t_{г2})\,W_г = Q.$$

С использованием среднелогарифмической разности температур $\Delta t_{лог}$

1. Вычислить Z по уравнению

$$Z = \frac{W_х}{W_г}.$$

2. Задаться конечиой температурой и определить величину X в первом приближении.

3. Пользуясь графиком и ориеитировочным значением X, определить в первом приближеиии $\varepsilon_{\Delta t}$.

4. Оценить в первом приближеиии $\Delta t_{лог}$.

5. Вычислить Q в первом приближении по уравиению для расчета теплообмеиников.

6. Рассчитать значеиие коиечиой температуры и сопоставить ее с принятой в п. 2.

7. Повторять расчет до получеиия удовлетворительного совпадеиия выбраниой и рассчитанной температур.

Из приведенного сопоставления следует, что при использовании соотношения между ε и *NTU* возможно прямое рещение задачи; при использовании среднелогарифмической разности температур необходим ряд последовательных приближений.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТЕПЛООБМЕННИКАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Схема теплообменника с промежуточным теплоносителем приведена иа рис. 2-5. Эта система состоит из двух теплообмеиников обычного типа, соединенных циркулирующим теплоносителем с нужными тепловыми характеристиками — водой или жидким металлом.

Основными преимуществами системы являются:

1) возможность придать теплообменникам более удобную форму в соответствии с характеристиками газовых потоков, которая определяется тем, что пространство, где движется горячий теплоноситель, не свя-

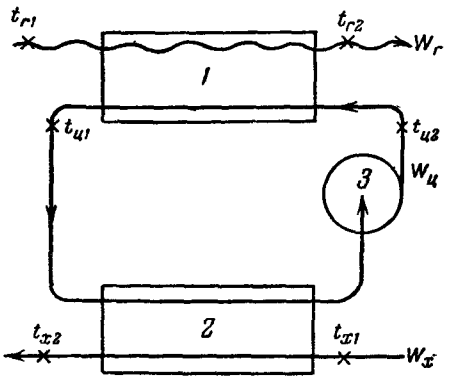


Рис. 2-5. Теплообменники с промежуточным теплоносителем.

1 — теплообменник для горячего потока; *2* — теплообменник для холодного потока; *3*—циркуляционный насос.

зано непосредственно с пространством, где протекает холодный теплоноситель; это особенно существенно при большом различии в удельных весах, отношение которых достигает 6 : 1 в регенераторах газотурбинных установок;

2) большая компактность в том случае, когда осуществляется теплообмен между двумя газовыми потоками; она определяется удобством подвода и отвода газовых потоков.

Системе свойственны следующие недостатки:

1) несколько увеличенная поверхность теплообмена: для регенераторов газотурбинных установок она увеличивается на 10—20%;

2) дополнительные осложнения, связанные с введением циркуляционного контура;

3) отсутствие универсального промежуточного теплоносителя.

Зависимость между ε и *NTU*

Теория систем с циркуляционным контуром изложена в [Л. 9]. Решение основывается на представлениях о рабочей и равновесной линиях, которые наносятся на общий график; на стороне холодного потока используются координаты $t_ц$, $t_х$, на стороне горячего потока $t_г$, $t_ц$ и, наконец, для общей характеристики системы $t_г$, $t_х$. В результате получаются следующие уравнения:

для случая $W_ц > W_х > W_г$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_г} + \dfrac{\dfrac{W_г}{W_х}}{\varepsilon_х} - \dfrac{W_г}{W_ц}}; \qquad (2\text{-}20а)$$

для случая $W_ц > W_г > W_х$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_х} - \dfrac{\dfrac{W_х}{W_г}}{\varepsilon_г} - \dfrac{W_х}{W_ц}}; \qquad (2\text{-}20б)$$

для случая $W_х > W_г > W_ц$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{W_г}{W_ц}\left[\dfrac{1}{\varepsilon_х} + \dfrac{1}{\varepsilon_г} - 1\right]}; \qquad (2\text{-}20в)$$

для случая $W_г > W_х > W_ц$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{W_х}{W_ц}\left[\dfrac{1}{\varepsilon_х} + \dfrac{1}{\varepsilon_г} - 1\right]}; \qquad (2\text{-}20г)$$

для случая $W_х > W_ц > W_г$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_г} + \dfrac{W_г}{W_ц}\left[\dfrac{1}{\varepsilon_х} - 1\right]}; \qquad (2\text{-}20д)$$

для случая $W_г > W_ц > W_х$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_х} + \dfrac{W_х}{W_ц}\left[\dfrac{1}{\varepsilon_г} - 1\right]}. \qquad (2\text{-}20е)$$

В этих уравнениях ε — общая эффективность системы при передаче тепла от горячего потока к холодному, а $\varepsilon_х$ и $\varepsilon_г$ — соответственно значения эффективности холодного и горячего теплообменников, в которых происходит обмен теплом с промежуточным теплоносителем.

Для частного случая, когда $W_г = W_х = W$, что приближенно может иметь место в регенераторе газотурбинной установки, приведенные выше шесть уравнений сводятся к двум:

для случая $W_г = W_х = W > W_ц$

$$\varepsilon = \frac{\dfrac{W_ц}{W}}{\dfrac{1}{\varepsilon_х} + \dfrac{1}{\varepsilon_г} - 1}; \qquad (2\text{-}21а)$$

для случая $W_г = W_х = W < W_ц$

$$\varepsilon = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_х} + \dfrac{1}{\varepsilon_г} - \dfrac{W}{W_ц}}. \qquad (2\text{-}21б)$$

Если сделать дальнейшее предположение, что водяной эквивалент промежуточного теплоносителя равен водяным эквивалентам рабочих жидкостей $W_ц = W_х = W_г =$

$= W$, то полученное уравнение можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_x} + \frac{1}{\varepsilon_г} - 1}. \qquad (2\text{-}22)$$

Важно заметить, что в уравнениях (2-20а)—(2-22) общая и частные эффективности определены тем же способом, как и во всех рассмотренных случаях, т. е. по величине изменения температуры потока с минимальным значением водяного эквивалента. Например, если $W_ц > W_г > W_x$, то

$$\varepsilon = \frac{W_x (t_{x_2} - t_{x_1})}{W_x (t_{г_1} - t_{x_1})};$$

$$\varepsilon = \frac{W_г (t_{г_1} - t_{г_2})}{W_г (t_{г_1} - t_{ц_2})};$$

$$\varepsilon = \frac{W_x (t_{x_2} - t_{x_1})}{W_x (t_{ц_1} - t_{x_1})}.$$

Оптимальные условия работы

Приведенные уравнения могут быть использованы для определения оптимальных условий работы теплообменников, в частности скорости циркуляции промежуточного теплоносителя и распределения полной теплопередающей поверхности между двумя теплообменниками: подробно этот вопрос освещен в [Л. 9]. Для случая $W_г = W_x = W$ должны выполняться следующие условия:

1. Величина водяного эквивалента промежуточного теплоносителя должна находиться в сравнительно узких пределах, определяемых соотношением

$$0{,}95 < \frac{W_ц}{W} < 1{,}2,$$

причем $W_ц/W = 1$ является оптимальным значением.

2. Соотношение поверхностей теплообмена ограничивается более широкими пределами:

$$\frac{0{,}75}{\frac{k_x}{k_г}} < \frac{F_x}{F_г} < \frac{2{,}0}{\frac{k_x}{k_г}}.$$

Смещение в ту или другую сторону определяется в первую очередь экономическими соображениями: если, например, по этой причине желательно уменьшить объем теплообменника для холодного потока, то следует стремиться к меньшему пределу; обычно это не связано с уменьшением эффективности.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Различают два типа регенеративных теплообменников периодического действия — вращающиеся и переключающиеся; схемы таких теплообменников показаны на рис. 2-6.

Во вращающихся регенеративных теплообменниках вращение проницаемой насадки (матрицы) обеспечивает периодическое перемещение части теплопередающей поверхности из области движения горячего потока в область движения холодного потока. Таким образом, насадка периодически нагревается и охлаждается, и при этом тепло косвенно передается от горячей жидкости к холодной. Очевидно сходство вращающихся регенераторов с системой теплообменников, имеющих циркуляционный контур для промежуточного теплоносителя.

Теплообменник переключающегося типа имеет две одинаковые насадки (матрицы), через каждую из которых попеременно движется то горячий, то холодный поток; смена потоков осуществляется с помощью периодического переключения бы-

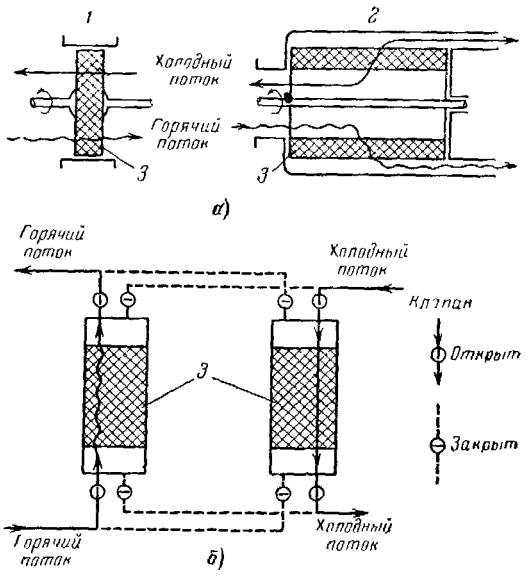


Рис. 2-6. Регенеративные теплообменники периодического действия.

а — вращающиеся теплообменники; *б* — переключающийся теплообменник; *1* — с осевым потоком; *2*—с радиальным потоком; *3* — насадка (матрица).

стродействующих клапанов. В таком теплообменнике масса двух насадок, деленная на период действия клапана, соответствует массе одной матрицы в теплообменнике вращающегося типа, умноженной на скорость вращения. Поскольку соответствие масс насадок таких теплообменников установлено, теория расчета может быть в равной степени применима к теплообменникам обоих типов.

По сравнению с рекуперативными теплообменниками вращающийся регенератор имеет три основных преимущества, а именно:

1) Может быть использована значительно более компактная поверхность теплообмена. Так, насадка из проволочной сетки с 24 *меш* характеризуется величиной поверхности в единице объема порядка 3 280 $м^2/м^3$.

2) Стоимость единицы поверхности теплообмена, как правило, намного ниже.

3) Вследствие периодического изменения направления потоков отсутствуют застойные зоны, в результате чего поверхность теплообмена имеет тенденцию к самоочищению. Это подтверждено опытом промышленной эксплуатации некоторых типов воздухонагревателей, устанавливаемых на теплоэлектростанциях, работающих на низкосортном угле.

Основные недостатки таких регенераторов:

1) Происходит перетекание и смешение некоторых количеств горячего и холодного потоков теплоносителей.

2) Если теплоносители находятся под существенно различными давлениями, как, например, в регенераторе газотурбинной установки, то для теплообменников вращающегося типа возникает сложная проблема уплотнения.

Зависимость между ε и *NTU*

Теория таких регенераторов изложена в [Л. 10]. Из-за математических трудностей пришлось прибегнуть к расчетам на вычислительной машине. Ламбертсон [Л. 11] и Банке и Ховард [Л. 12] получили наиболее полные результаты. Рисунки 2-28—2-35 и табл. 2-8—2-13 основаны на данных, заимствованных из указанных источников.

Безразмерные параметры, использованные в таблицах, соответствуют параметрам, использованным ранее, с некоторыми изменениями и добавлениями:

$$\varepsilon = \Phi\left(\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}};\ \frac{W_{\text{нас}}}{W_{\text{мин}}};\ NTU_0\right). \quad (2\text{-}23)$$

В данном случае модифицированное число единиц переноса NTU_0 может быть определено из уравнения

$$NTU_0 = \frac{1}{W_{\text{мин}}}\left[\frac{1}{\frac{1}{(\alpha F)_{\text{х}}}+\frac{1}{(\alpha F)_{\text{г}}}}\right].$$

Водяной эквивалент насадки равен массе насадки, умноженной на удельную теплоемкость материала насадки.

Для вращающегося теплообменника

$$W_{\text{нас}} = \left[\frac{об}{ч}\right] \times \left[\text{масса насадки}\right] \times \left[c_{\text{нас}}\right],\ ккал/ч \cdot град.$$

Для определения водяного эквивалента теплообменника переключающегося типа необходимо знать массу насадок обеих одинаковых частей и число циклов работы клапанов в час (за период работы клапана принимается интервал, определяемый положением клапана «открыто—закрыто—открыто»).

Заметим, что выражение для определения NTU_0 соответствует выражению для обычного рекуперативного теплообменника, которое в случае пренебрежения термическим сопротивлением стенки и при отсутствии вторичных поверхностей ($\eta_0 = 1$) в соответствии с уравнением (2-2) имеет вид:

$$\frac{1}{kF} = \left[\frac{1}{(\alpha F)_{\text{х}}}+\frac{1}{(\alpha F)_{\text{г}}}\right].$$

Интервалы значений, для которых построены графики зависимости ε—NTU_0 (рис. 2-28—2-35) и составлены таблицы (2-8—2-13), таковы:

Для $W_{мин}/W_{макс}$	1,0; 0,95; 0,90; 0,80; 0,70; 0,50
Для $W_{нас}/W_{мин}$	От 1 до ∞
Для NTU_0	От 0 до 100 в некоторых таблицах: от 0 до 10 на большинстве графиков

Область высоких значений NTU_0 представляет интерес для случаев применения теплообменников в холодильных установках. Вследствие асимптотического приближения эффективности к единице, как это видно на типичных графиках (рис. 2-28—2-33), целесообразно для большей выразительности представить зависимость $1-\varepsilon$ от NTU_0 в логарифмических координатах, как это сделано на рис. 2-34 для $W_{мин}/W_{макс}=1$ и на рис. 2-35 для $W_{мин}/W_{макс}=0{,}95$.

В дополнение к безразмерным параметрам, входящим в уравнение (2-23), отношение проводимостей

$$(\alpha F)^* = \frac{\alpha F \text{ на стороне } W_{мин}}{\alpha F \text{ на стороне } W_{макс}}$$

также используется при расчетах. Кривые на рисунках 2-28—2-33 построены для значений $(\alpha F)^*=1$. Однако расчеты на вычислительных машинах [Л. 11, 12] позволили установить, что влияние этого параметра в интервале значений $(\alpha F)^*$, показанных на графиках рис. 2-28—2-32, совершенно незначительно. Наибольшая ошибка, которая наблюдается для значения $W_{мин}/W_{макс}=0{,}5$ (рис. 2-33) при $W_{нас}/W_{мин}=1$, равна 2 единицам ε.

Величина ошибки уменьшается вдвое для $W_{нас}/W_{мин}=1{,}5$. Для $W_{мин}/W_{макс}=1$ (рис. 2-28) максимальная ошибка также при $W_{нас}/W_{мин}=1{,}0$ составляет только 0,2 единицы ε.

Влияние скорости вращения насадки

Простая эмпирическая формула, учитывающая с достаточной точностью влияние $W_{нас}/W_{мин}$ для $\varepsilon \leqslant 0{,}9$, имеет следующий вид:

$$\varepsilon \approx \varepsilon_{\text{противоток}} \left[1 - \frac{1}{9\left(\frac{W_{нас}}{W_{мин}}\right)^{1{,}93}} \right]. \qquad (2\text{-}24)$$

Часть уравнения, взятая в скобки, учитывает скорость вращения насадки. Эффективность противоточного рекуперативного теплообменника с непосредственной теплопередачей является функцией только NTU_0 и $W_{мин}/W_{макс}$ и может быть определена из уравнения (2-13) или по графику на рис. 2-12. Для более высоких значений эффективности ($\varepsilon>0{,}9$) следует пользоваться вместо уравнения (2-24) графиком $1-\varepsilon$ в зависимости от NTU_0 (рис. 2-34, 2-35).

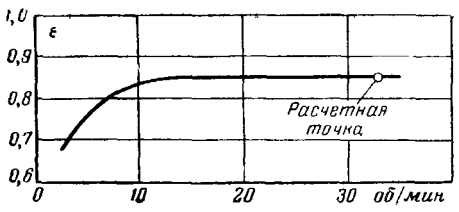


Рис. 2-7. Влияние скорости вращения на эффективность теплообменника периодического действия.

Рассмотрение этого вопроса является существенным не только из-за влияния скорости на $W_{нас}$ и эффективность ε, как это следует из уравнения (2-24), но также и из-за потерь от перетекания, связанных с пустотами в объеме насадки (см. [Л. 12]). Для обеспечения минимальных потерь было бы желательно работать при малой скорости вращения, но это приведет к снижению эффективности ε. Другим преимуществом малой скорости вращения является уменьшение износа трущихся поверхностей, если применяются уплотнения на основе резины.

После предварительного расчета насадки уравнение (2-24) может быть использовано для исследования влияния более высоких скоростей вращения. График на рис. 2-7 показывает такую экстраполяцию для частного случая расчета насадки. Из рассмотрения графика следует, что расчет был произведен при более высоком значении скорости вращения, чем это требуется, и необходимо уменьшить значение скорости с 31 *об/мин* (что соответствует $W_{нас}/W_x=10{,}8$) до 15 *об/мин*.

Скорость вращения оказывает существенное влияние на периодические колебания температуры на-

садки. Это явление было изучено Мондтом [Л. 13]. С помощью элементарных рассуждений может быть показано, что средняя удвоенная амплитуда колебаний температуры выражается уравнением

$$\delta t_{\text{нас. ср}} = \frac{\varepsilon}{W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}}(t_{\text{г}_1} - t_{\text{х}_1}).$$

Вращающиеся уплотнения и переключающие устройства

Очень важной задачей при конструировании теплообменников периодического действия является обеспечение минимальной утечки при периодических изменениях направления потока. Однако рассмотрение этого вопроса не входит в задачу данной монографии. Конструктивные проблемы, касающиеся вращающихся уплотнений, рассматриваются Хринижаком [Л. 14], а вопросы гидродинамики уплотнительных устройств изложены Харпером [Л. 15].

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ВДОЛЬ ПОТОКА В ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Изложенная теория теплообменников основана на идеализированном предположении об отсутствии теплопроводности в продольном направлении (параллельно движению потока) как в элементах конструкции, так и в жидкости. Жидкости (за исключением металлов) обычно имеют низкие коэффициенты теплопроводности, но коэффициент теплопроводности стенки может быть очень высоким. В связи с этим в последующем изложении рассматривается только влияние теплопроводности стенки.

Влияние теплопроводности в продольном направлении сказывается на уменьшении эффективности теплообменника для данного числа единиц переноса, которое может быть очень существенным в теплообменниках с ходами небольшой длины, рассчитанных на большую эффективность ($\varepsilon > 90\%$).

Следующий чрезвычайно упрощенный анализ позволяет приближенно учесть влияние теплопроводности в продольном направлении. Рассмотрим схему распределения температур в рекуперативном теплообменнике с непосредственной теплопередачей для $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = 1$, изображенную на рис. 2-8. Разность начальной и конечной температур δt, показанная для горячей жидкости, имеет ту же величину и для холодной жидкости, а также для стенки теплообменной поверхности. Если обозначить длину хода теплообменника через L, то градиент температуры стенки равен $\delta t/L$. Обозначив через $f_{\text{пр}}$ площадь поперечного сечения стенки, через которое распространяется продольный тепловой поток за счет теплопроводности, получим выражение для продольного теплового потока

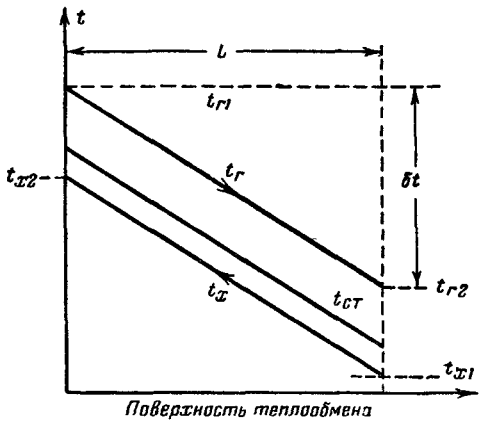


Рис. 2-8. Распределение температур в обычном противоточном теплообменнике с $W_х = W_г$.

$$Q_{\text{пр}} \approx \lambda f_{\text{пр}} \frac{\delta t}{L}.$$

В отличие от него конвективный тепловой поток, как это следует из рассмотрения баланса энергии, равен:

$$Q = W_х \delta t = W_г \delta t,$$

и тогда

$$\frac{Q_{\text{пр}}}{Q} = \frac{\frac{\lambda}{L} f_{\text{пр}}}{W}.$$

Теперь, поскольку наличие $Q_{\text{пр}}$ ведет к уменьшению реального теплового потока Q, $Q_{\text{пр}}/Q$ можно считать примерно равным $\delta\varepsilon/\varepsilon$, где

$\delta\varepsilon$ — снижение эффективности; таким образом,

$$\frac{\delta\varepsilon}{\varepsilon} \approx \frac{\left(\frac{\lambda}{L}\right) f_{\text{пр}}}{W_{\text{мин}}} = \lambda^*, \quad (2\text{-}25)$$

где λ^* — безразмерный параметр теплопроводности, определяемый приведенным выше выражением. Этот очень просто получаемый результат представляет только грубое приближение к действительному влиянию теплопроводности в продольном направлении. При попытке произвести более полный анализ приходится иметь дело с очень сложными уравнениями, для решения которых требуется применение вычислительных машин. К счастью, имеются исчерпывающие результаты Банке и Ховарда [Л. 12], и графики на рис. 2-36 и 2-37 построены на основе представленных в этой работе данных. На графиках $1-\varepsilon$ представлено в виде функции от NTU (или NTU_0) и λ^* для двух значений $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$, равных 1,0 и 0,95, которые представляют наибольший интерес при расчете регенераторов газовых турбин. Хотя в оригинальной работе [Л. 12] рассматривались только регенераторы периодического действия, характеристики работы регенераторов периодического и непрерывного действия при $W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}=\infty$ одинаковы. Более того, видно, что необходимо только иметь $W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}>5$, чтобы характеристики работы теплообменника очень близко совпадали с характеристиками работы при $W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}=\infty$ или, иными словами, с режимом работы рекуперативного теплообменника.

К такому результату можно было прийти и из рассмотрения упомянутых кривых на рис. 2-28—2-33, которые очень незначительно отличаются при $W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}=5$ и $W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}=\infty$. Заметим, что, как и в случае, проиллюстрированном на рис. 2-34 и 2-35, неэффективность теплообменника $1-\varepsilon$ является более удобным параметром, чем эффективность ε непосредственно, в особенности для $\varepsilon>90\%$. Логарифмические координаты удобны тем, что позволяют надлежащим образом подчеркнуть важность влияния теплопроводности в продольном направлении. Например, из рассмотрения рис. 2-36 и 2-37 непосредственно видно, что если желаемая эффективность $\varepsilon=98{,}5\%$, то:

$W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$	NTU		Увеличение NTU, %
	$\lambda^*=0$	$\lambda^*=0{,}01$	
1	66	190	189
0,95	29,5	40	36

Этот результат может быть непосредственно получен с помощью графика.

Такой способ графического изображения также помогает подчеркнуть сильное влияние $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$ для теплообменников, имеющих высокую эффективность ε. В этом примере увеличение только на 5% отношения водяных эквивалентов (с 0,95 до 1) ведет к увеличению примерно на 120 и 375% требуемого числа единиц переноса для $\lambda^*=0$ и $\lambda^*=0{,}01$ соответственно.

ПОТЕРЯ НАПОРА

При расчете теплообменников для капельных жидкостей точная оценка потери напора несущественна, так как затраты мощности на ее компенсацию невелики. Однако для газов из-за меньшей их плотности затрата энергии на преодоление сил трения, отнесенная к единице весового расхода, становится значительной. Таким образом, для конструктора газовых теплообменников характеристика сопротивления поверхности приобретает не менее важное значение, чем ее теплопередающие характеристики. Для определения гидравлического сопротивления поверхности теплообмена используют коэффициент сопротивления f, зависимость которого от геометрии поверхности и критерия Рейнольдса подробно рассмотрена в гл. 6, 7 и 10.

Уравнение потери напора

На рис. 2-9 схематически изображен теплообменник, в котором будет рассмотрена потеря напора. Давление в газовых теплообменниках от

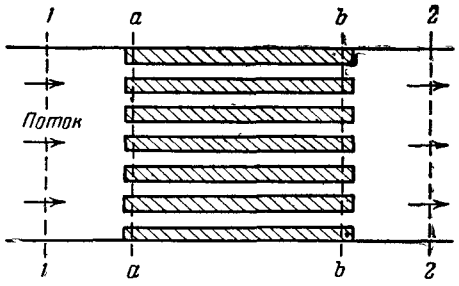


Рис. 2-9. Схема теплообменника. Массовая скорость G определена в миннмальном свободном сечении.

сечения *1* к сечению *а* и от сечению *б* к сечению *2* изменяется мало по сравнению с общим давлением, и поэтому можно принять, что $v_a \approx v_1$ и $v_b = v_2$.

Пользуясь приведенными ниже определениями коэффициентов потери напора на входе в теплообменник и выходе из него K_c и K_e [см. уравнения (5-1) и (5-2)] и производя интегрирование уравнения количества движения по длине теплообменника, получим зависимость для определения потери напора в большинстве из известных форм теплообменных поверхностей

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1}\left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f\frac{F}{f_c}\frac{v_{cp}}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{v_2}{v_1}\right]. \quad (2\text{-}26а)$$

В этом уравнении: σ — отношение свободного сечения теплообменника к полному поперечному его сечению;

член $(K_c + 1 - \sigma^2)$ учитывает влияние входа;

член $2\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right)$ учитывает влияние ускорения потока на величину сопротивления;

член $f\frac{F}{f_c}\frac{v_{cp}}{v_1}$ учитывает влияние сопротивления собственно поверхности теплообмена и

член $(1 - \sigma^2 - K_e)$ учитывает влияние выхода.

Однако при поперечном обтекании пучков труб или течении через насадку, как это имеет место в регенеративных типах теплообменников, потери на входе и выходе включаются в коэффициент сопротивления, и уравнение (2-26а) может быть приведено к следующему виду (при $K_c = K_e = 0$):

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1}\left[(1 + \sigma^2)\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f\frac{F}{f_c}\frac{v_{cp}}{v_1}\right]. \quad (2\text{-}26б)$$

Для насадочных поверхностей вместо отношения площадей свободного и полного сечения σ используют значение пористости p.

Для многоходовых теплообменников потери в коллекторных крышках должны быть определены отдельно, так же как и потери во входной и выходной секциях и присоединительных штуцерах.

Следует напомнить, что в соответствии с определением гидравлического радиуса [уравнение (1-5)] $F/f_c = L/r_г$ и

$$\frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1} = \frac{w_1^2/2g}{P_1/\rho_1},$$

где $w = G/\rho_1$ — скорость потока при входе на теплообменную поверхность, которая определяется по минимальному свободному сечению.

Точное значение удельного объема, которое должно быть исполь-

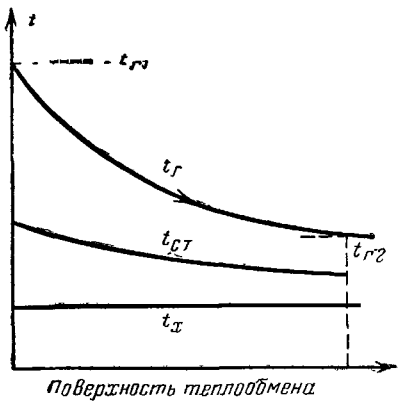


Рис. 2-10. Характер изменения температур в теплообменнике при любом относительном движении теплоносителей и $W_x \gg W_г$.

зовано в уравнениях (2-26а) и (2-26б), определяется выражением

$$v_{ср} = \frac{1}{F}\int_0^F v\,dF. \qquad (2\text{-}27)$$

На рис. 2-10 рассмотрены температурные условия в соответствии с приведенными схемами.

Для случая, когда $W_{мин}/W_{макс} = 1$, в истинно противоточном аппарате температуры движущихся потоков изменяются линейно в функции величины поверхности. Такой характер изменения температур наблюдается и при других схемах относительного движения теплоносителей, за исключением случая прямотока. Следовательно,

$$\frac{v_{ср}}{v_1} \approx \frac{P_1}{P_{ср}}\frac{T_{ср}}{T_1} \qquad (2\text{-}27а)$$

или

$$v_{ср} \approx \frac{1}{2}(v_1 + v_2),$$

где $T_{ср}$ и $P_{ср}$ — средние арифметические конечных значений температуры и давления.

В противоположность этому, если температура стенки практически постоянна, как это имеет место при охлаждении водой газового холодильника, а также в конденсаторе или испарителе, то с достаточной точностью уравнение (2-27а) может быть приведено к виду

$$\frac{v_{ср}}{v_1} \approx \frac{P_1}{P_c}\frac{T_{лог}}{T_1}, \qquad (2\text{-}27б)$$

где $P_{ср}$ — среднее арифметическое конечных значений давления;

$T_{лог}$ связано со среднелогарифмической разностью температур потока и стенки соотношением

$$T_{лог} = T_{ст} \pm \Delta t_{лог}. \qquad (2\text{-}28)$$

Для условий, показанных на рис. 10, следует брать знак плюс, и тогда

$$\Delta t_{лог} = \frac{(t_{г1} - t_{ст}) - (t_{г2} - t_{ст})}{\ln \dfrac{t_{г1} - t_{ст}}{t_{г2} - t_{ст}}} = \frac{t_{г1} - t_{г2}}{NTU}. \qquad (2\text{-}29)$$

Для случая, когда температура горячей жидкости постоянна, а температура холодной жидкости изменяется, получим аналогичное уравнение, только в нем вместо температуры горячей жидкости надо использовать температуру холодной ($W_г \gg W_х$), а в уравнении (2-28) нужно взять $|\Delta t_{лог}$ со знаком минус.

Массовая скорость G в уравнении (2-26а) определяется в минимальном свободном сечении в соответствии с принятым определением коэффициента сопротивления.

Потери напора на входе и выходе [см. уравнение (2-26а)] составляют небольшую часть общей потери напора в теплообменнике обычной конструкции; так как отношение F/f_c велико, то член, учитывающий сопротивление поверхности теплообмена, определяет основную величину потери напора ΔP. Следовательно, высокой точности в определении коэффициентов K_c и K_e не требуется. В гл. 5 (рис. 5-2—5-5) приведены значения коэффициентов K_c и K_e в зависимости от геометрической формы поверхности теплообмена и критерия Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления f, использованный в уравнении (2-26а), зависит от изменения свойств потока, ρ и μ в поперечном сечении потока, а также от изменения направления потоков. В гл. 4 рассматривается это явление и указываются способы корректирования f при использовании его в уравнениях, описывающих потерю напора.

Уравнение скорости теплоносителя

Уравнения (2-26а) и (2-26б) дают возможность вычислить потерю напора при данной скорости теплоносителя и геометрии теплопередающей поверхности; однако в этих соотношениях нет непосредственной связи между потерей напора и коэффициентом теплоотдачи. Обычно в задачу расчета входит определение как потери напора, так и коэффициента теплопередачи; поэтому желательно получить в первом приближении значение скорости теплоносителя для того, чтобы найти предварительные размеры

поверхности теплообмена. Для этой цели используют приближенное уравнение

$$\frac{w_1^2/2g}{P_1/\rho_1} \approx \left[\frac{\Delta P/P}{NTU}\right]_{\text{на одной стороне}} \times \times \frac{\rho_{ср}}{\rho_1} \frac{St}{f} \eta_0. \qquad (2\text{-}30)$$

Теперь, по-видимому, конструктор в состоянии вычислить допустимую потерю напора $\Delta P/P$ на каждой стороне и необходимое NTU с одной стороны, определяемое уравнением

$$(NTU)_{\text{на одной стороне}} = = \left(\eta_0 \frac{L}{r_г} St\right)_{\text{на одной стороне}},$$

которое связано с общим числом единиц переноса уравнением (2-10). Необходимая величина может быть вычислена путем обратного расчета, исходя из заданной величины ε; это приводит к оценке необходимой величины общего NTU с последующим определением желаемого распределения термического сопротивления поверхности теплообмена на горячей и холодной сторонах и позволяет затем по уравнению (2-10) найти приближенное значение NTU на каждой стороне, как было указано выше. Отношение St/f содержит характеристики поверхности теплообмена для данной жидкости. На рис. 2-38 представлена эта характеристика в функции числа Рейнольдса для нескольких поверхностей теплообмена, сильно отличающихся по геометрическим характеристикам [1].

Необходимо отметить некоторые важные обстоятельства: 1) наблюдаются сравнительно небольшие изменения величины St/f при, например, двукратном изменении числа Re; 2) наблюдается примерно шестикратное изменение величины St/f для сильно отличающихся поверхностей и 3) размер поверхности не играет большой роли и оказывает влияние главным образом через число Рейнольдса.

Таким образом, легко оценить величину St/f и использовать ее в уравнении (2-30) для определения скорости потока в теплообменнике. Более того, пользуясь вычисленным в первом приближении значением скорости потока, можно вычислить значение Re для более точного второго приближения St/f, которое затем используется для вычисления w методом итераций.

Так как скорость изменяется пропорционально корню квадратному из St/f, то при возможном шестикратном изменении этой характеристики скорость потока, определяемая только выбором поверхности, может изменяться в 1,5 раза (при расчете по свободному поперечному сечению).

Возможны лишь очень небольшие колебания w_1 при выборе тех или иных размеров поверхностей определенного типа. Кроме того, график, аналогичный показанному на рис. 2-32, позволяет непосредственно выбрать поверхности, которые будут характеризоваться малыми фронтальными сечениями, если это диктуется условиями эксплуатации.

Уравнение (2-30) непосредственно выводится из уравнения (2-26), если пренебречь эффектами на входе и выходе, а также членом, учитывающим потерю напора вследствие ускорения потока. Таким образом, величина w_1, вычисленная из уравнения (2-30), будет всегда несколько завышена.

НЕКОТОРЫЕ СООТНОШЕНИЯ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ГЕОМЕТРИЮ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА И ТЕПЛООБМЕННИКОВ В ЦЕЛОМ

Для расчета теплопередачи и гидравлического сопротивления в теплообменнике необходимо располагать определенными зависимостями между геометрическими характеристиками. Ниже приведена одна из возможных совокупностей и форм зависимости в удобном для расчетов виде.

[1] На рис. 2-38 в качестве ординаты взято выражение $St\,Pr^{2/3}/f$. Для приведения графика к ординате St/f, как это необходимо для уравнения (2-30), следует все значения умножнть на 1,27 для газообразных теплоносителей, имеющих $Pr=0{,}7$. (*Прим. авторов.*)

В табл. 9-1—9-5 помещены геометрические характеристики теплообменных поверхностей, которые использованы в представленных ниже уравнениях; эти характеристики составляют часть основных данных о теплообменных поверхностях. Использованы обозначения и соотношения, указанные ниже:

b — расстояние между пластинами (только для пластинчато-ребристых поверхностей), *мм*;

$r_г$ — гидравлический радиус хода теплообменника $f_c L/F$, *мм*;

β — отношение полной поверхности теплообмена к объему между пластинами на этой же стороне аппарата (только для пластинчато-ребристых поверхностей), $м^2/м^3$;

ψ — отношение полной поверхности теплообмена одной стороны теплообменника к полному объему, занимаемому поверхностью теплообмена (только для сетчатых насадок, трубчатых и оребренных поверхностей), $м^2/м^3$;

p — пористость; отношение объема пустот к общему объему (только для насадочных поверхностей), $м^3/м^3$.

Для пластинчато-ребристых поверхностей необходимо, кроме того, знать толщину пластин a, *мм*.

Перечисленные ниже геометрические параметры требуются для каждой из двух сторон поверхности теплообмена:

F — полная поверхность теплообмена одной стороны теплообменника, $м^2$;

f_c — свободное поперечное сечение одной стороны теплообменника, $м^2$;

$f_{фр}$ — полное поперечное сечение на одной стороне теплообменника (фронтальное сечение), $м^2$;

L — длина поверхности теплообмена на одной стороне теплообменника, *м*;

V — полный объем, занимаемый поверхностью теплообмена, $м^3$;

ψ — отношение полной поверхности теплообмена одной стороны теплообменника к полному его объему (это отношение является составной частью основных данных для трубчатых и оребренных трубчатых поверхностей), $м^2/м^3$;

σ — отношение свободного сечения к полному (фронтальному) сечению на одной стороне теплообменника, $м^2/м^2$.

Уравнения, приводимые ниже, дают соотношения характеристик теплообменной поверхности и теплообменника в целом. Индекс 1 относится к какой-либо одной стороне, а индекс 2 — к другой. Те же самые уравнения применимы ко второй стороне, необходимо только сменить индекс 1 на индекс 2, а индекс 2 на индекс 1.

$$r_г = L\left(\frac{f_c}{F}\right); \qquad (2\text{-}31а)$$

$$\sigma_1 = \left(\frac{f_c}{f_{фр}}\right)_1 = \left(\frac{Fr_г}{Lf_{фр}}\right)_1 = \frac{(Fr_г)_1}{V} = (\psi r_г)_1 \qquad (2\text{-}31б)$$

(за исключением насадочных поверхностей);

$$\sigma_1 = \frac{b_1\beta_1 r_{г1}}{b_1 + b_2 + 2a} \qquad (2\text{-}31в)$$

(только для пластинчато-ребристых поверхностей);

$$\psi_1 = \frac{F_1}{V} = \left(\frac{F}{Lf_{фр}}\right)_1 = \frac{\sigma}{r_г} \qquad (2\text{-}31г)$$

(за исключением насадочных поверхностей);

$$\psi = \frac{b_1\beta_1}{b_1 + b_2 + 2a} \qquad (2\text{-}31д)$$

(только для пластинчато-ребристых поверхностей);

$$f_{c1} = (\sigma f_{фр})_1 = \left(\frac{Fr_г}{V}\right)_1 = \left(\frac{F\sigma}{L\psi}\right)_1 \qquad (2\text{-}31е)$$

(за исключением насадочных поверхностей);

$$\left(\frac{r_г}{L}\right)_1 = \left(\frac{f_c}{F}\right)_1 = \left(\frac{\sigma}{L\psi}\right) \qquad (2\text{-}31ж)$$

(за исключением насадочных поверхностей);

$$p = \frac{f_c}{f_{фр}} = \psi r_г \qquad (2\text{-}31з)$$

(только для насадочных поверхностей);

$$\psi = \frac{p}{r_г} \qquad (2\text{-}31и)$$

(только для насадочных поверхностей);

$$f_c = pf_{фр} = \psi r_г f_{фп} = F\frac{r_г}{L} \qquad (2\text{-}31к)$$

(только для насадочных поверхностей);

$$F = \frac{\psi}{p} Lf_c \qquad (2\text{-}31л)$$

(только для насадочных поверхностей);

$$F = \psi L f_{фр}. \qquad (2\text{-}31м)$$

Следующие уравнения[1] применимы только к решетчатым насадочным поверхностям с квадратными ячейками, образованными положенными накрест рядами стержней:

$$p = 1 - \frac{\pi}{4x_t}; \qquad (2\text{-}31н)$$

$$\sigma = \frac{(x_t - 1)^2}{x_t^2}; \qquad (2\text{-}31о)$$

$$\psi d = \frac{\pi}{x_t}; \qquad (2\text{-}31п)$$

$$\frac{r_г}{d} = \frac{x_t}{\pi} - \frac{1}{4} = \frac{1}{4}\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_d}. \qquad (2\text{-}31р)$$

[1] Для сетчатых насадочных поверхностей ψ, $r_г$ и p соответствуют совершенно плотному прилеганию отдельных слоев. *(Прим. авторов.)*

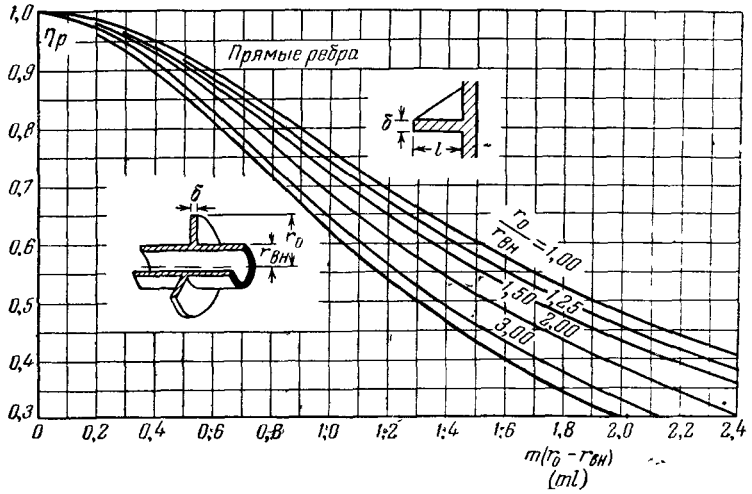


Рис. 2-11. Эффективность ребра. Круглые и прямые ребра.

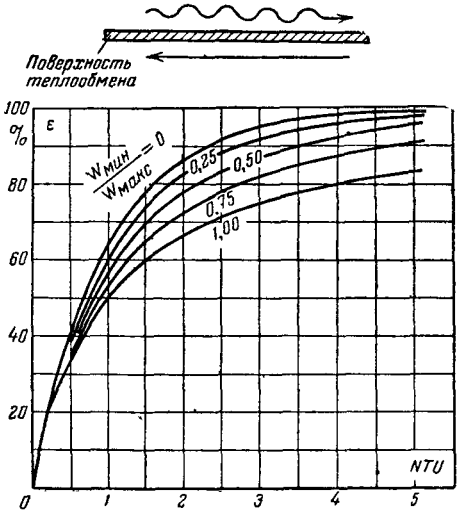


Рис. 2-12. Характеристика противоточного теплообменника.

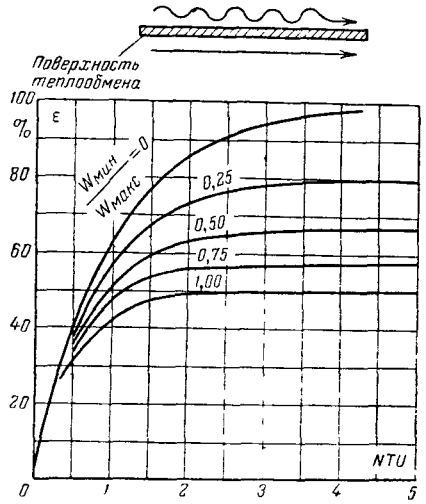


Рис. 2-13. Характеристика прямоточного теплообменника.

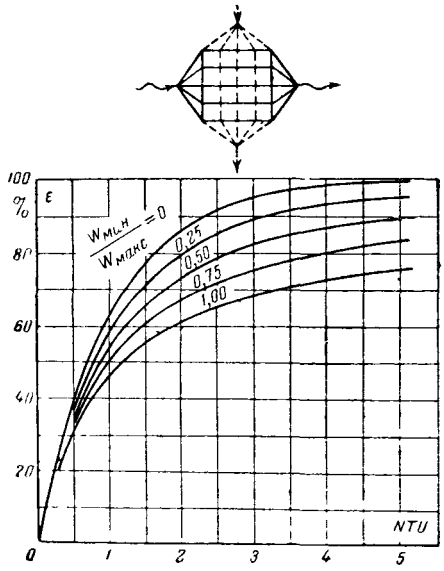


Рис. 2-14. Характеристика перекрестноточного теплообменника (оба потока не перемешиваются).

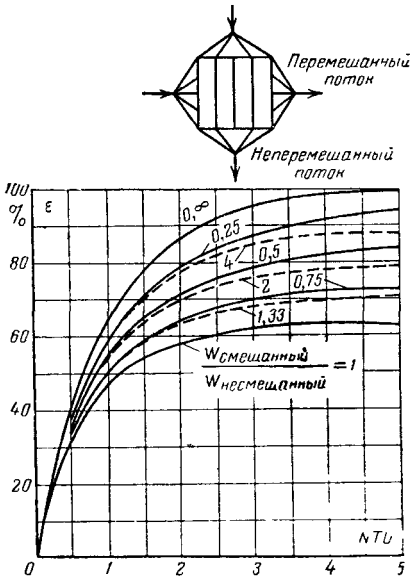


Рис. 2-15. Характеристика перекрестноточного теплообменника (один поток перемешивается).

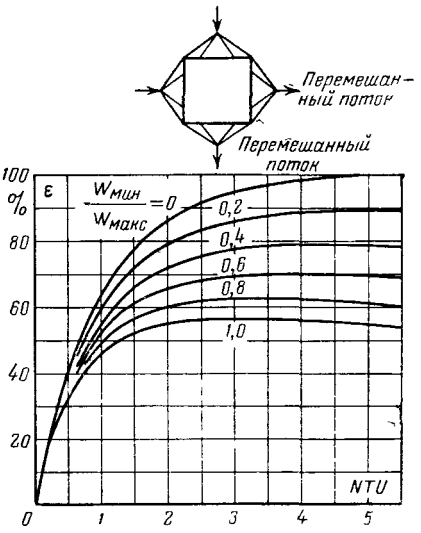


Рис. 2-16. Характеристика перекрестноточного теплообменника (оба потока перемешиваются).

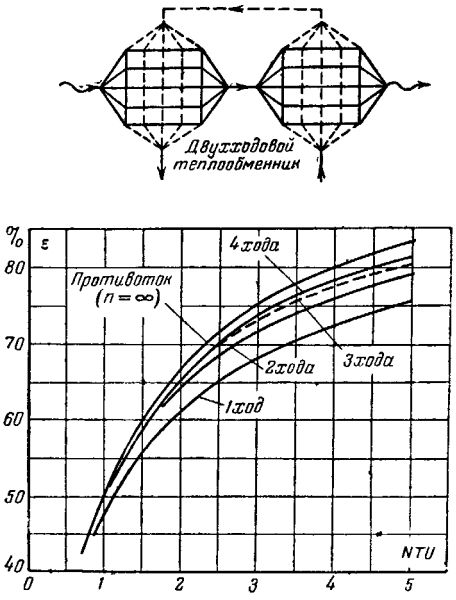


Рис. 2-17. Характеристика многоходового перекрестно-противоточного теплообменника $W_{мин}/W_{макс}=1$; потоки не перемешиваются в ходах, оба потока перемешиваются между ходами.

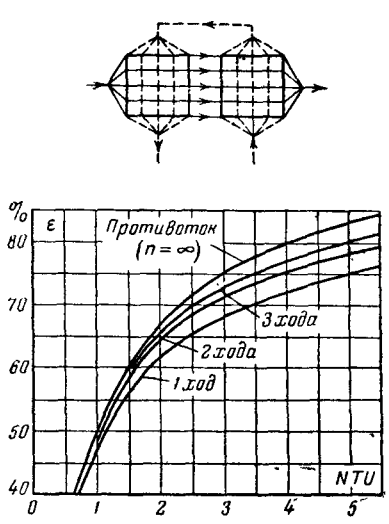


Рис. 2-18. Эффективность теплопередачи в многоходовом теплообменнике с общим противоточным движением и перекрестноточными ходами в зависимости от числа ходов и NTU при $W_{мин}/W_{макс}=1$; в ходах поток не перемешивается, а одии поток не перемешивается также и между ходами.

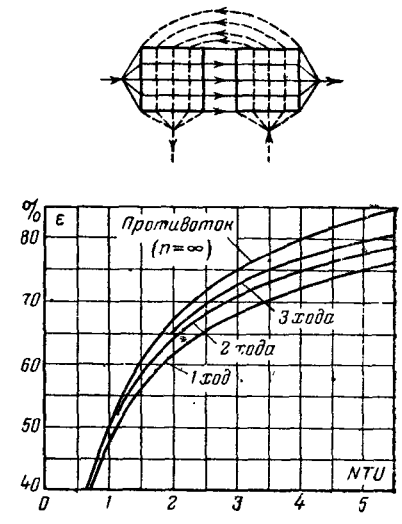


Рис. 2-19. Эффективиость теплопередачи в многоходовом теплообменнике с общим противоточным движением и перекрестнопротивоточными ходами в зависимости от NTU и числа ходов; $W_{мин}/W_{макс}=1$, потоки не перемешиваются ни внутри ходов, ни между ходами.

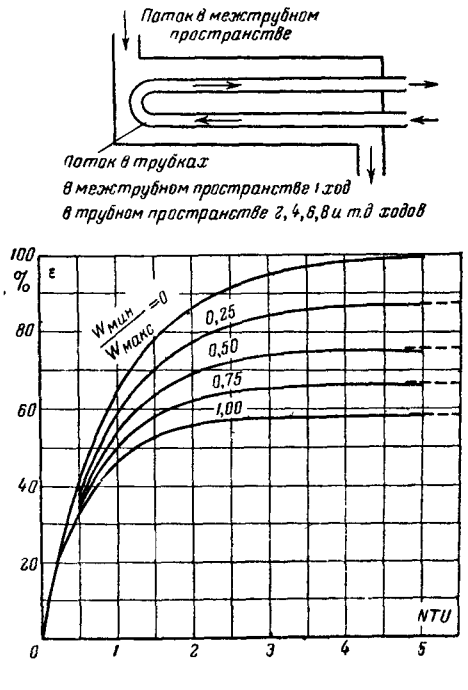


Рис. 2-20. Характеристика прямоточно-противоточного теплообмениика по схеме 1—2.

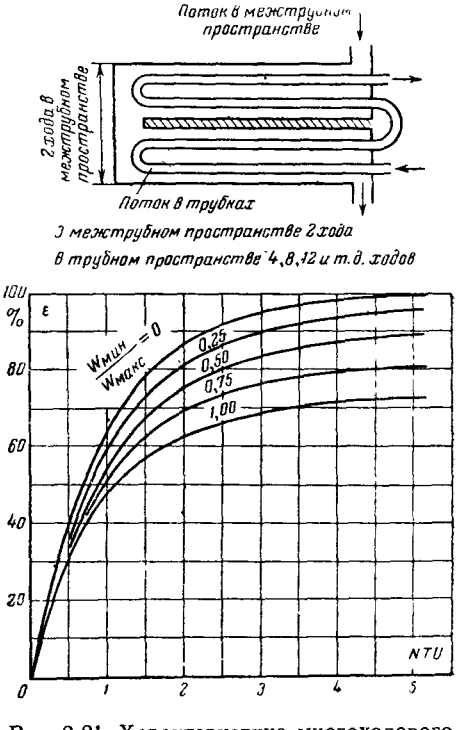


Рис. 2-21. Характеристика многоходового противоточного теплообменника по схеме 2—4.

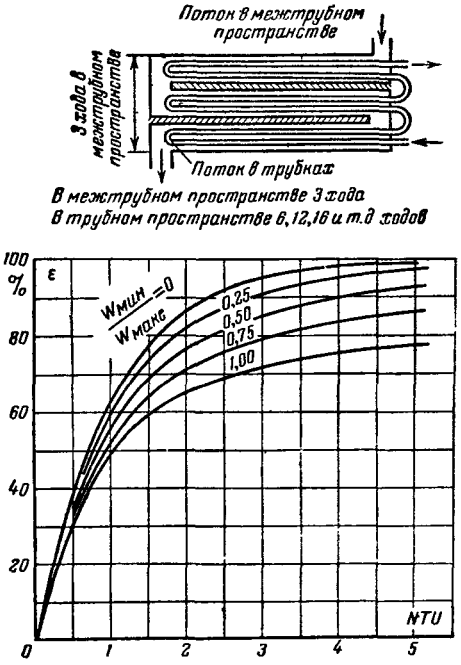


Рис. 2-22. Характеристика многоходового противоточного теплообменника по схеме 3—6.

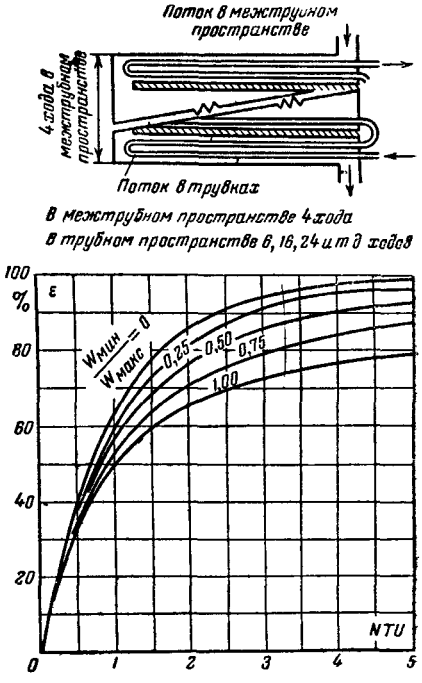


Рис. 2-23. Характеристика многоходового противоточного теплообменника по схеме 4—8.

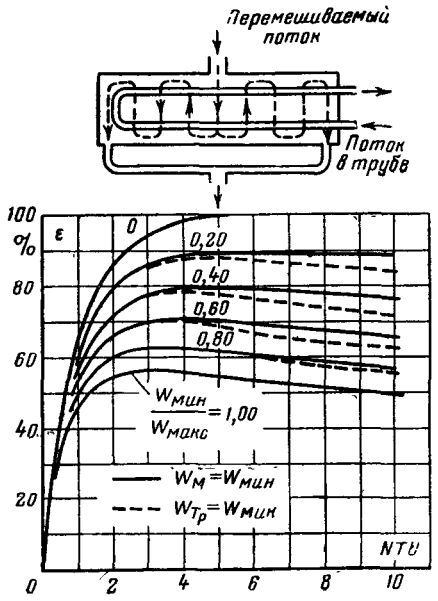


Рис. 2-24. Характеристика теплообменника с разветвляемым потоком; жидкость $W_м$ перемешивается в межтрубном пространстве.

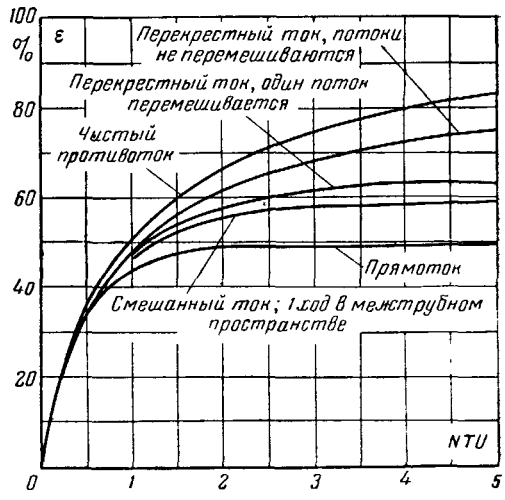


Рис. 2-25. Влияние относительного движения теплоносителей на характеристику теплообменника для случая $W_{мин}/W_{макс}=1$.

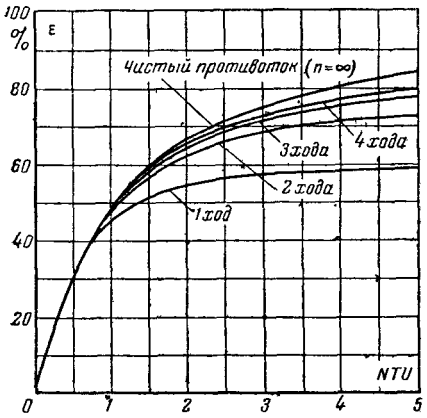


Рис. 2-26. Характеристика многоходового противоточного теплообменнника (прямоточно-противоточное движенне в ходах). Влияние числа ходов в межтрубном пространстве для случая $W_{мин}/W_{макс}=1$.

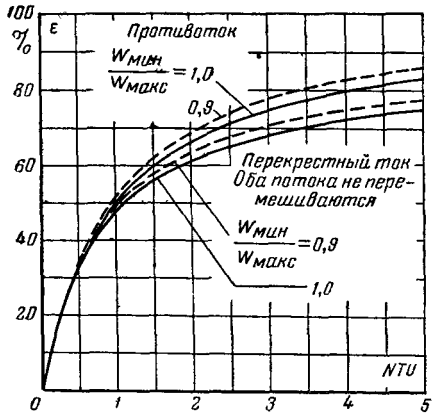
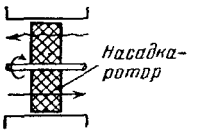


Рис. 2-27. Влияние отношения водяных эквивалентов теплоносителей $W_{мин}/W_{макс}$ на характеристику теплообменника.



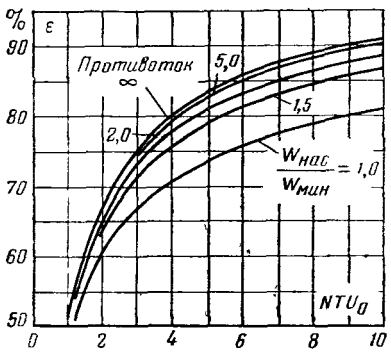
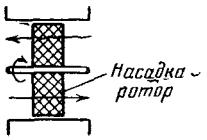


Рис. 2-28. Характеристика вращающегося регенератора при $W_{мин}/W_{макс}=1,0$ и $0,25 \leqslant (\alpha F)^* \leqslant 4,0$.



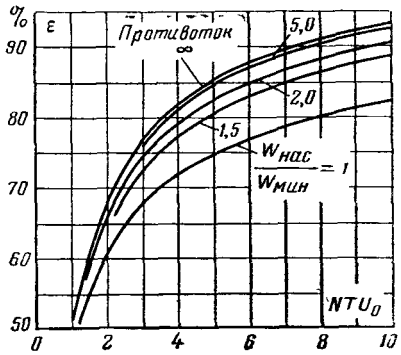


Рис. 2-29. Характеристика вращающегося регенератора при $W_{мин}/W_{макс}=0,95$ и $0,25 \leqslant (\alpha F)^* \leqslant 4$.

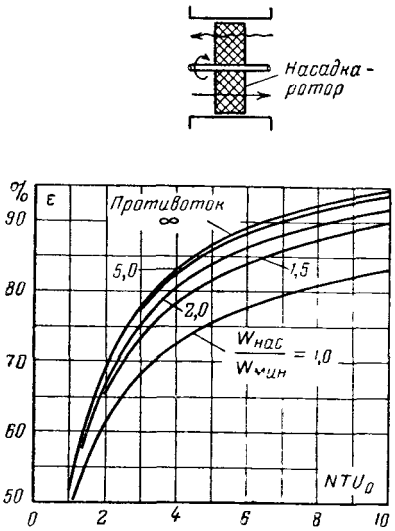


Рис. 2-30. Характеристика вращающегося регенератора при $W_{мин}/W_{макс}=0{,}9$ и $0{,}25 \leqslant (\alpha F)^* \leqslant 4{,}0$.

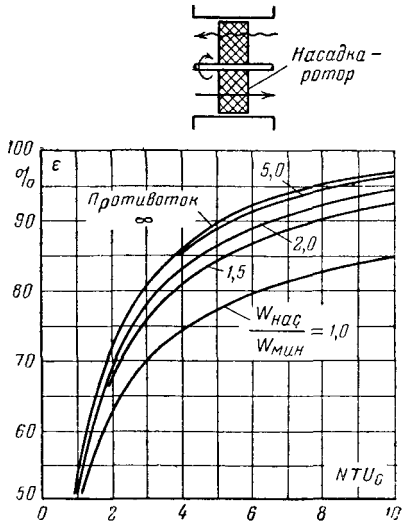


Рис. 2-31. Характеристика вращающегося регенератора при $W_{мин}/W_{макс}=80$ и $0{,}25 \leqslant (\alpha F)^* \leqslant 4{,}0$.

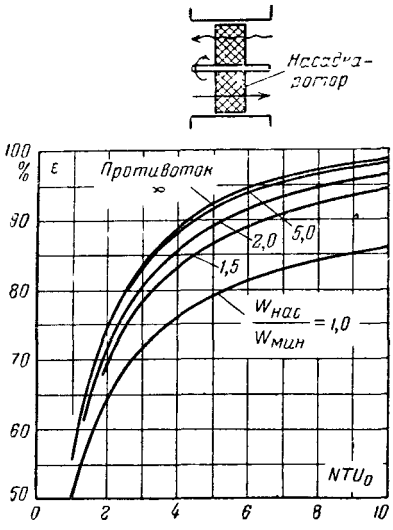


Рис. 2-32. Характеристика вращающегося регенератора при $W_{мин}/W_{макс}=0{,}7$ и $0{,}25 \leqslant (\alpha F)^* \leqslant 4{,}0$.

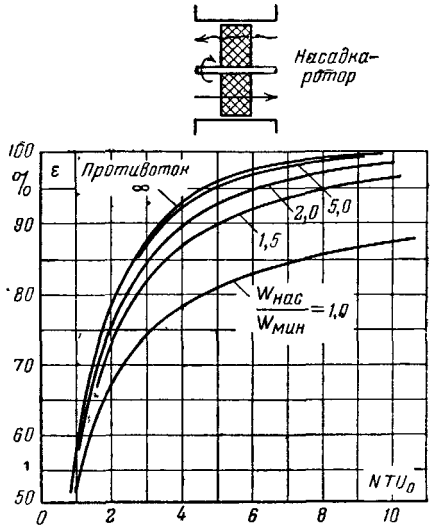


Рис. 2-33. Характеристика вращающегося регенератора при $W_{мин}/W_{макс}=0{,}5$ и $0{,}5 \leqslant (\alpha F)^* \leqslant 2$.

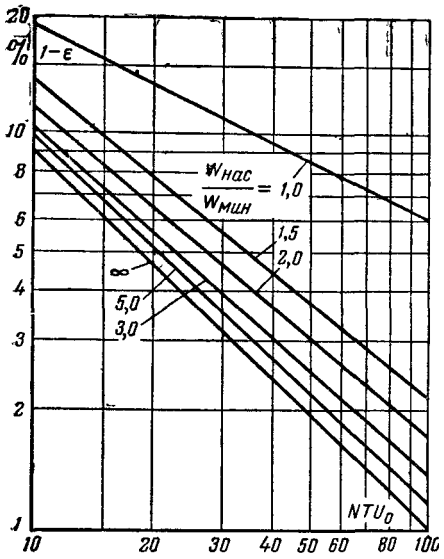


Рис. 2-34. Характеристика регенеративного теплообменника периодического действия при $W_{мин}/W_{макс}=1$.

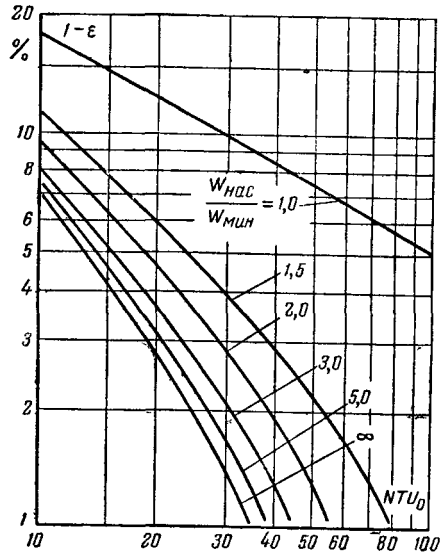


Рис. 2-35. Характеристика регенеративного теплообменника периодического действия при $W_{мин}/W_{макс}=0{,}95$.

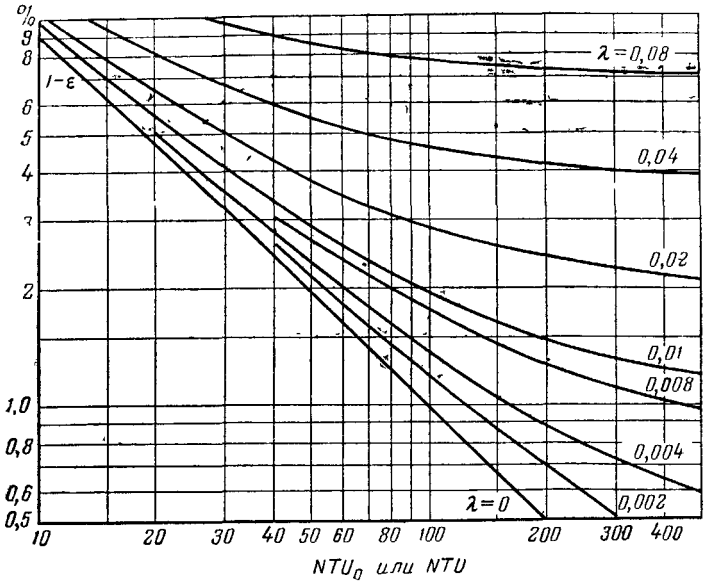


Рис. 2-36. Влияние теплопроводности вдоль потока на характеристику регенеративного и рекуперативного теплообменников; $W_{мин}/W_{макс}=1$; $W_{нас}/W_{мин}>5$.

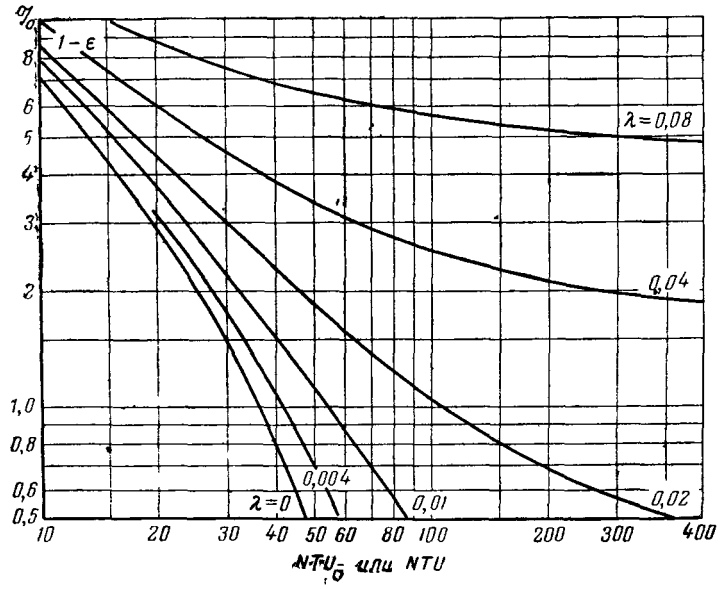


Рис. 2-37. Влияние теплопроводности вдоль потока на характеристику регенеративного и рекуперативного теплообменников; $W_{мин}/W_{макс}=0{,}95$; $W_{нас}/W_{мин}>5$.

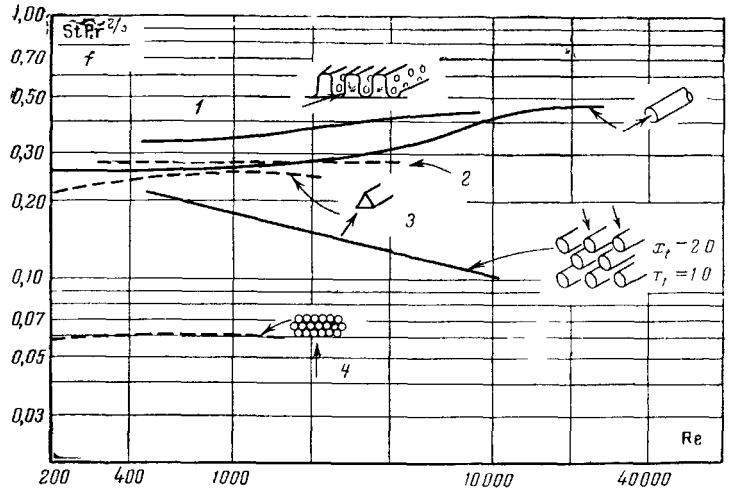


Рис. 2-38. Изменение отношения чясла Стантона к коэффициенту сопротивления для ряда характериых случаев.

1 — поверхность с пластиичатыми перфорироваиными ребрами (545 ребер иа 1 *м*), *2* — поверхиость со стержеиьковыми ребрами, СтР-9, *3* — поверхность с гладкими ребрами, образующими каналы треугольного сечения, *4* — насадка из сферических тел.

Таблица 2-1

Характеристика противоточного теплообменника

Значения эффективности теплообмениика (ε) в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов теплоносителей ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса тепла (*NTU*)

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$							
	0	0,25	0,50	0,70	0,75	0,80	0,90	1,00
0,00	0	0	0	0	0	0	0	0
0,25	0,221	0,216	0,209	0,206	0,205	0,204	0,202	0,200
0,50	0,393	0,378	0,362	0,350	0,347	0,345	0,339	0,333
0,75	0,528	0,502	0,477	0,457	0,452	0,447	0,438	0,429
1,00	0,632	0,598	0,565	0,538	0,532	0,525	0,519	0,500
1,25	0,713	0,674	0,635	0,603	0,598	0,587	0,571	0,556
1,50	0,777	0,735	0,691	0,655	0,645	0,636	0,618	0,600
1,75	0,826	0,784	0,737	0,697	0,687	0,677	0,657	0,636
2,00	0,865	0,823	0,774	0,733	0,722	0,711	0,689	0,667
2,50	0,918	0,880	0,832	0,788	0,776	0,764	0,740	0,714
3,00	0,950	0,919	0,874	0,829	0,817	0,804	0,778	0,750
3,50	0,970	0,945	0,905	0,861	0,848	0,835	0,807	0,778
4,00	0,982	0,962	0,927	0,886	0,873	0,860	0,831	0,800
4,50	0,989	0,974	0,944	0,905	0,893	0,880	0,850	0,818
5,00	0,993	0,982	0,957	0,921	0,909	0,896	0,866	0,833
5,50	0,996	0,998	0,968	0,933	0,922	0,909	0,880	0,846
6,00			0,975	0,944		0,921	0,892	0,857
6,50			0,980	0,953		0,930	0,902	0,867
7,00			0,985	0,960		0,939	0,910	0,875
7,50			0,988	0,966		0,946	0,918	0,882
8,00			0,991	0,971		0,952	0,925	0,889
8,50			0,993	0,975		0,957	0,931	0,895
9,00			0,994	0,979		0,962	0,936	0,900
10,00			0,996	0,982		0,966	0,941	0,905
			0,997	0,985		0,970	0,945	0,909
∞	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Таблица 2-2

Характеристика прямоточного теплообменника

Значения величины эффективности теплообменника (ε) в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов теплоносителей ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса тепла (*NTU*)

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$				
	0	0,25	0,50	0,75	1,00
0	0	0	0	0	0
0,25	0,221	0,215	0,208	0,202	0,197
0,50	0,393	0,372	0,352	0,333	0,316
0,75	0,528	0,487	0,450	0,418	0,388
1,00	0,632	0,571	0,518	0,472	0,432
1,25	0,713	0,632	0,564	0,507	0,459
1,50	0,777	0,677	0,596	0,530	0,475
1,75	0,826	0,710	0,618	0,544	0,485
2,00	0,865	0,734	0,633	0,554	0,491
2,50	0,918	0,765	0,651	0,564	0,497
3,00	0,950	0,781	0,659	0,568	0,498
3,50	0,970	0,790	0,663	0,570	0,499
4,00	0,982	0,795	0,665	0,571	0,500
4,50	0,989	0,797	0,666	0,571	0,500
5,00	0,993	0,799	0,666	0,571	0,500
∞*	1	0,800	0,667	0,571	0,500

* В этой строке помещены значения эффективности (ε), соответствующие бесконечно большому числу единиц переноса тепла (*NTU*).

Таблица 2-3

Характеристика теплообменника с перекрестиым током (оба потока не перемешиваются)

Значения величины эффективности (ε) теплообмениика с перекрестным током в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов теплоносителей ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса (*NTU*)

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$				
	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00
0	0	0	0	0	0
0,25	0,221	0,215	0,209	0,204	0,199
0,50	0,393	0,375	0,358	0,341	0,326
0,75	0,528	0,495	0,467	0,439	0,413
1,00	0,632	0,587	0,546	0,511	0,476
1,25	0,713	0,659	0,610	0,565	0,523
1,50	0,777	0,715	0,660	0,608	0,560
1,75	0,826	0,760	0,700	0,643	0,590
2,00	0,865	0,797	0,732	0,671	0,614
2,50	0,918	0,851	0,782	0,715	0,652
3,00	0,950	0,888	0,819	0,750	0,680
3,50	0,970	0,915	0,848	0,775	0,703
4,00	0,982	0,934	0,870	0,797	0,722
4,50	0,989	0,948	0,888	0,815	0,737
5,00	0,993	0,959	0,900	0,830	0,750
6,00	0,997	0,974	0,924	0,853	0,772
7,00	0,999	0,983	0,940	0,871	0,789
∞	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Таблица 2-4

Характеристика теплообменника с перекрестным током (один поток перемешивается, другой — не перемешивается)

Значения величины эффективности (ε) теплообменника с перекрестным током в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов теплоносителей ($W_{см}/W_{несм}$) и числа единиц переноса тепла (*NTU*)

NTU	ε для указанных $W_{см}/W_{несм}$							
	0	0,25	4,00	0,50	2,00	0,75	1,333	1,000
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,25	0,221	0,215	0,213	0,209	0,209	0,204	0,204	0,198
0,50	0,393	0,375	0,375	0,358	0,357	0,341	0,341	0,325
0,75	0,527	0,495	0,494	0,465	0,463	0,463	0,435	0,410
1,00	0,632	0,587	0,585	0,545	0,542	0,505	0,503	0,469
1,25	0,713	0,658	0,654	0,605	0,600	0,556	0,552	0,510
1,50	0,777	0,714	0,706	0,652	0,644	0,594	0,589	0,540
1,75	0,826	0,758	0,747	0,689	0,677	0,623	0,616	0,562
2,00	0,865	0,793	0,778	0,715	0,702	0,645	0,636	0,579
2,50	0,918	0,844	0,820	0,760	0,736	0,677	0,663	0,601
3,00	0,950	0,879	0,846	0,789	0,756	0,697	0,679	0,613
3,50	0,970	0,903	0,861	0,808	0,768	0,710	0,689	0,621
4,00	0,982	0,920	0,870	0,823	0,776	0,718	0,695	0,625
4,50	0,989	0,933	0,876	0,834	0,780	0,724	0,698	0,628
5,00	0,993	0,942	0,880	0,841	0,783	0,728	0,700	0,630
∞	1	0,982	0,885	0,865	0,787	0,736	0,703	0,632

Таблица 2-5

Характеристика теплообменника с перекрестным током (оба потока перемешиваются)

Значения эффективности (ε) теплообменника с перекрестным током в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса (*NTU*)

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$					
	0	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
0	0	0	0	0	0	0
0,20	0,181	0,178	0,175	0,172	0,169	0,166
0,60	0,451	0,431	0,412	0,395	0,378	0,362
1,00	0,632	0,593	0,557	0,523	0,491	0,462
1,40	0,753	0,698	0,647	0,599	0,555	0,515
1,80	0,835	0,767	0,703	0,654	0,591	0,543
2,00	0,865	0,792	0,723	0,660	0,603	0,552
2,20	0,889	0,812	0,739	0,672	0,611	0,557
2,60	0,926	0,841	0,761	0,687	0,621	0,563
3,00	0,950	0,860	0,774	0,695	0,625	0,565
3,50	0,970	0,875	0,783	0,700	0,626	0,563
4,00	0,982	0,884	0,787	0,700	0,624	0,559
4,50	0,989	0,888	0,789	0,689	0,621	0,555
5,00	0,993	0,890	0,788	0,695	0,617	0,551

Таблица 2-6

Характеристика прямоточно-противоточного теплообменника. Перемешивание потока в межтрубном пространстве

Значения эффективности (ε) прямоточно-противоточного теплообменника в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов теплоносителей ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса (*NTU*)

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$				
	0	0,25	0,50	0,75	1,00
0	0	0	0	0	0
0,25	0,221	0,215	0,209	0,204	0,198
0,50	0,398	0,375	0,357	0,340	0,342
0,75	0,528	0,494	0,463	0,434	0,407
1,00	0,632	0,584	0,540	0,500	0,463
1,25	0,714	0,652	0,597	0,546	0,500
1,50	0,777	0,705	0,639	0,579	0,526
1,75	0,826	0,744	0,670	0,603	0,544
2,00	0,865	0,775	0,693	0,620	0,557
2,50	0,918	0,816	0,724	0,642	0,572
3,00	0,950	0,841	0,741	0,654	0,579
3,50	0,970	0,855	0,751	0,660	0,582
4,00	0,982	0,864	0,757	0,663	0,584
4,50	0,989	0,869	0,760	0,665	0,585
5,00	0,993	0,872	0,762	0,666	0,585
∞	1,000	0,877	0,764	0,667	0,586

Таблица 2-7а

Характеристика теплообменника с разветвляемым потоком, $W_{труб} = W_{мин}$
Теплообменник с разветвляемым потоком; жидкость перемешивается в межтрубном пространстве

Значения эффективности (ε) в зависимости от отношения водяных эквивалентов ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса тепла (NTU) для $W_{труб} = W_{мин}$

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,393	0,378	0,364	0,350	0,337	0,324
1,0	0,632	0,593	0,557	0,523	0,491	0,462
1,5	0,777	0,718	0,663	0,613	0,566	0,524
2,0	0,865	0,791	0,722	0,660	0,603	0,552
2,5	0,918	0,833	0,755	0,683	0,619	0,562
3,0	0,950	0,857	0,771	0,693	0,624	0,564
3,5	0,970	0,870	0,778	0,695	0,623	0,561
4,0	0,982	0,876	0,779	0,693	0,619	0,556
4,5	0,989	0,878	0,777	0,689	0,614	0,551
5,0	0,993	0,877	0,773	0,683	0,607	0,545
5,5	0,996	0,875	0,768	0,676	0,601	0,538
6,0	0,998	0,872	0,762	0,670	0,594	0,532
6,5	0,999	0,868	0,756	0,663	0,588	0,526
7,0	0,999	0,864	0,750	0,656	0,581	0,520
7,5	0,999	0,860	0,744	0,650	0,575	0,515
8,0	1,000	0,856	0,738	0,644	0,569	0,510
8,5	1,000	0,852	0,732	0,638	0,564	0,505
9,0	1,000	0,849	0,727	0,632	0,559	0,500
9,5	1,000	0,846	0,722	0,627	0,554	0,496
10,0	1,000	0,843	0,718	0,622	0,549	0,492

Таблица 2-7б

Характеристика теплообменника с разветвляемым потоком, $W_{кож} = W_{мин}$
Теплообменник с разветвляемым потоком; жидкость перемешивается в межтрубном пространстве

Значения эффективности (ε) в зависимости от отношения водяных эквивалентов ($W_{мин}/W_{макс}$) и числа единиц переноса тепла (NTU) для $W_{кож} = W_{мин}$

NTU	ε для указанных $W_{мин}/W_{макс}$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,393	0,378	0,364	0,350	0,337	0,324
1,0	0,632	0,593	0,557	0,523	0,492	0,462
1,5	0,777	0,718	0,664	0,613	0,567	0,524
2,0	0,865	0,792	0,723	0,661	0,603	0,552
2,5	0,918	0,835	0,757	0,685	0,620	0,562
3,0	0,950	0,861	0,775	0,697	0,626	0,564
3,5	0,970	0,876	0,785	0,701	0,627	0,561
4,0	0,982	0,884	0,789	0,702	0,624	0,556
4,5	0,989	0,889	0,791	0,700	0,620	0,551
5,0	0,993	0,892	0,790	0,697	0,615	0,544
5,5	0,996	0,893	0,789	0,693	0,609	0,538
6,0	0,998	0,893	0,787	0,689	0,604	0,532
6,5	0,999	0,893	0,785	0,685	0,599	0,526
7,0	0,999	0,892	0,782	0,680	0,593	0,520
7,5	0,999	0,892	0,780	0,676	0,588	0,515
8,0	1,000	0,891	0,777	0,672	0,583	0,510
8,5	1,000	0,890	0,774	0,668	0 578	0,505
9,0	1,000	0,889	0,771	0,664	0,573	0,500
9,5	1,000	0,888	0,769	0,660	0,569	0,496
10,0	1,000	0,887	0,766	0,656	0,564	0,492

Таблица 2-8

Характеристика вращающегося регенеративного теплообменника, $W_{мин}/W_{макс} = 1{,}0$

Значения эффективности (ε) в зависимости от величины отиошения водяных эквивалентов иасадки и теплоносителя ($(W_{нас}/W_{мин})$ и модифицированного числа единиц переиоса тепла (NTU_0)

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0	∞
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,322	0,326	0,328	0,330	0,332	0,333	0,333	0,333
1,0	0,467	0,478	0,485	0,491	0,496	0,499	0,500	0,500
1,5	0,548	0,566	0,576	0,586	0,594	0,598	0,599	0,600
2,0	0,601	0,623	0,636	0,649	0,659	0,664	0,666	0,667
2,5	0,639	0,665	0,679	0,694	0,705	0,711	0,713	0,714
3,0	0,667	0,696	0,712	0,728	0,740	0,746	0,749	0,750
3,5	0,690	0,721	0,738	0,755	0,767	0,774	0,777	0,778
4,0	0,709	0,741	0,759	0,776	0,789	0,796	0,799	0,800
4,5	0,724	0,758	0,776	0,794	0,807	0,814	0,817	0,818
5,0	0,738	0,772	0,791	0,809	0,822	0,829	0,832	0,833
5,5	0,749	0,785	0,803	0,821	0,834	0,842	0,845	0,846
6,0	0,759	0,796	0,814	0,832	0,845	0,853	0,856	0,857
6,5	0,768	0,805	0,824	0,842	0,855	0,862	0,865	0,867
7,0	0,776	0,814	0,833	0,850	0,863	0,870	0,874	0,875
7,5	0,784	0,822	0,840	0,858	0,871	0,878	0,881	0,882
8,0	0,790	0,829	0,847	0,865	0,877	0,884	0,888	0,889
8,5	0,796	0,835	0,854	0,871	0,883	0,890	0,894	0,895
9,0	0,802	0,841	0,859	0,876	0,888	0,895	0,899	0,900
9,5	0,807	0,846	0,864	0,881	0,893	0,900	0,904	0,905
10,0	0,811	0,851	0,869	0,886	0,898	0,904	0,908	0,909
20,0	0,865	0,906	0,922	0,935	0,943	0,948	0,951	0,952
50,0	0,914	0,951	0,962	0,970	0,975	0,978	0,980	0,980
90,0	0,935	0,969	0,977	0,982	0,986	0,987	0,988	0,989
100,0	0,939		0,979	0,984		0,989	0,989	0,990
500,0	0,974		0,995	0,996		0,998	0,998	0,998

Таблица 2-9

Характеристика вращающегося регенеративного теплообмениика, $W_{мин}/W_{макс}=0{,}95$

Значения эффективности (ε) в зависимости от величины отношения водяных эквивалеитов насадки и теплоносителя ($W_{нас}/W_{мин}$) и модифицироваиного числа единиц переноса тепла (NTU_0)

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0	∞
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,325	0,329	0,331	0,333	0,335	0,336	0,336	0,336
1,0	0,471	0,483	0,490	0,497	0,502	0,505	0,506	0,506
1,5	0,554	0,573	0,584	0,594	0,602	0,607	0,608	0,609
2,0	0,608	0,632	0,645	0,659	0,669	0,675	0,677	0,678
2,5	0,647	0,674	0,690	0,706	0,717	0,723	0,726	0,727
3,0	0,676	0,707	0,723	0,741	0,753	0,760	0,763	0,764
3,5	0,699	0,732	0,750	0,768	0,781	0,789	0,792	0,793
4,0	0,718	0,753	0,772	0,790	0,804	0,811	0,815	0,816
4,5	0,734	0,770	0,790	0,809	0,822	0,830	0,833	0,835

Продолжение табл. 2-9

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0	∞
5,0	0,748	0,785	0,805	0,824	0,838	0,846	0,849	0,850
5,5	0,759	0,798	0,818	0,837	0,851	0,859	0,862	0,864
6,0	0,770	0,809	0,829	0,848	0,862	0,870	0,874	0,875
6,5	0,779	0,819	0,839	0,858	0,872	0,880	0,884	0,885
7,0	0,787	0,828	0,848	0,867	0,881	0,889	0,892	0,893
7,5	0,794	0,836	0,856	0,875	0,889	0,896	0,900	0,901
8,0	0,801	0,843	0,863	0,882	0,895	0,903	0,906	0,908
8,5	0,807	0,850	0,870	0,888	0,901	0,909	0,912	0,914
9,0	0,813	0,855	0,876	0,894	0,907	0,914	0,918	0,919
9,5	0,818	0,861	0,881	0,899	0,912	0,919	0,923	0,924
10,0	0,823	0,866	0,886	0,904	0,917	0,924	0,927	0,928
20,0	0,877		0,940	0,954		0,968	0,971	0,972
50,0	0,926	0,969	0,978	0,987	0,992	0,994	0,995	0,996
90,0	0,947	0,985	0,993	0,996	0,998	0,999	0,999	0,999
100,0	0,950		0,994	0,997		0,999	1,000	1,000

Таблица 2-10

Характеристика вращающегося регенеративного теплообменника, $W_{мин}/W_{макс}=0,90$

Значения эффективности (ε) теплообменника в зависимости от отношения водяных эквивалентов насадки и теплоносителя ($W_{нас}/W_{мин}$) и модифицированного числа единиц переноса тепла (NTU_0)

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0	∞
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,327	0,331	0,334	0,336	0,338	0,338	0,339	0,339
1,0	0,476	0,489	0,496	0,503	0,508	0,511	0,512	0,513
1,5	0,560	0,580	0,591	0,603	0,611	0,616	0,617	0,618
2,0	0,616	0,641	0,655	0,669	0,680	0,686	0,688	0,689
2,5	0,655	0,684	0,700	0,717	0,729	0,736	0,739	0,740
3,0	0,685	0,717	0,735	0,753	0,766	0,774	0,777	0,778
3,5	0,708	0,743	0,762	0,781	0,795	0,803	0,806	0,807
4,0	0,727	0,764	0,784	0,804	0,819	0,826	0,830	0,831
4,5	0,744	0,782	0,803	0,823	0,838	0,846	0,849	0,850
5,0	0,757	0,797	0,818	0,839	0,853	0,862	0,865	0,866
5,5	0,769	0,810	0,831	0,852	0,867	0,875	0,879	0,880
6,0	0,780	0,822	0,843	0,864	0,878	0,887	0,890	0,892
6,5	0,789	0,832	0,853	0,874	0,888	0,896	0,900	0,902
7,0	0,797	0,841	0,862	0,883	0,897	0,905	0,909	0,910
7,5	0,804	0,849	0,871	0,891	0,905	0,913	0,917	0,918
8,0	0,811	0,856	0,879	0,898	0,912	0,920	0,923	0,925
8,5	0,817	0,863	0,884	0,904	0,918	0,926	0,929	0,931
9,0	0,823	0,869	0,891	0,910	0,923	0,931	0,935	0,936
9,5	0,828	0,874	0,896	0,915	0,928	0,936	0,939	0,941
10,0	0,833	0,880	0,901	0,920	0,933	0,940	0,944	0,945
20,0	0,887		0,954	0,968		0,981	0,984	0,985
40,0	0,925		0,984	0,992		0,997	0,998	0,998
100,0	0,956		0,999	0,999		1,000	1,000	1,000

Таблица 2-11

Характеристика вращающегося регенеративного теплообменника, $W_{мин}/W_{макс} = 0{,}80$

Значения эффективности (ε) теплообменника в зависимости от значения отношения водяных эквивалентов насадки и теплоносителя ($W_{нас}/W_{мин}$) и модифицированного числа единиц переноса тепла (NTU_0)

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0	∞
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,332	0,337	0,339	0,341	0,343	0,344	0,345	0,345
1,0	0,486	0,500	0,507	0,515	0,521	0,524	0,525	0,525
1,5	0,573	0,595	0,607	0,619	0,629	0,634	0,636	0,636
2,0	0,630	0,657	0,673	0,689	0,701	0,707	0,710	0,711
2,5	0,670	0,702	0,721	0,739	0,753	0,760	0,763	0,764
3,0	0,701	0,737	0,757	0,777	0,792	0,800	0,803	0,804
3,5	0,725	0,763	0,785	0,806	0,822	0,830	0,834	0,835
4,0	0,744	0,785	0,808	0,830	0,846	0,855	0,858	0,860
4,5	0,760	0,804	0,827	0,849	0,866	0,874	0,878	0,880
5,0	0,774	0,819	0,843	0,866	0,882	0,891	0,894	0,896
5,5	0,786	0,832	0,856	0,879	0,895	0,904	0,908	0,909
6,0	0,797	0,844	0,868	0,891	0,907	0,915	0,919	0,921
6,5	0,806	0,854	0,879	0,901	0,917	0,925	0,929	0,930
7,0	0,814	0,863	0,888	0,910	0,925	0,933	0,937	0,939
7,5	0,821	0,871	0,896	0,918	0,933	0,941	0,944	0,946
8,0	0,828	0,879	0,903	0,925	0,939	0,947	0,951	0,952
8,5	0,834	0,886	0,910	0,931	0,945	0,952	0,956	0,957
9,0	0,839	0,892	0,916	0,936	0,950	0,957	0,961	0,962
9,5	0,845	0,897	0,921	0,941	0,955	0,961	0,965	0,966
10,0	0,849	0,902	0,926	0,946	0,959	0,965	0,968	0,970

Таблица 2-12

Характеристика вращающегося регенеративного теплообменника, $W_{мин}/W_{макс} = 0{,}70$

Значения эффективности (ε) в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов насадки и теплоносителя ($W_{нас}/W_{мин}$) и модифицированного числа единиц переноса тепла (NTU_0)

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,0	1,25	1,50	2,00	3,00	5,00	10,00	∞
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,337	0,342	0,344	0,347	0,349	0,350	0,350	0,350
1,0	0,496	0,510	0,519	0,527	0,533	0,537	0,538	0,538
1,5	0,586	0,609	0,622	0,636	0,646	0,652	0,654	0,655
2,0	0,644	0,674	0,691	0,709	0,722	0,729	0,732	0,733
2,5	0,685	0,720	0,740	0,761	0,776	0,784	0,787	0,788
3,0	0,716	0,755	0,777	0,800	0,816	0,825	0,828	0,829
3,5	0,740	0,782	0,806	0,830	0,847	0,856	0,860	0,861
4,0	0,759	0,804	0,829	0,854	0,871	0,880	0,884	0,886
4,5	0,775	0,823	0,848	0,873	0,890	0,900	0,904	0,905
5,0	0,789	0,838	0,864	0,889	0,906	0,915	0,919	0,921
5,5	0,800	0,851	0,878	0,903	0,919	0,928	0,932	0,933
6,0	0,810	0,863	0,890	0,914	0,930	0,939	0,943	0,944
6,5	0,819	0,873	0,900	0,924	0,939	0,948	0,951	0,953
7,0	0,827	0,882	0,909	0,932	0,947	0,955	0,959	0,960
7,5	0,834	0,890	0,916	0,939	0,954	0,961	0,965	0,966
8,0	0,840	0,897	0,923	0,946	0,960	0,967	0,970	0,971
8,5	0,846	0,903	0,929	0,951	0,965	0,971	0,974	0,975
9,0	0,851	0,909	0,935	0,956	0,969	0,975	0,978	0,979
9,5	0,856	0,914	0,940	0,960	0,972	0,978	0,981	0,982
10,0	0,860	0,919	0,944	0,964	0,976	0,981	0,984	0,985

Таблица 2-13

Характеристика вращающегося регенеративного теплообменника, $W_{мин}/W_{макс} = 0{,}50$

Значения эффективности (ε) в зависимости от величины отношения водяных эквивалентов насадки и теплоносителя ($W_{нас}/W_{мин}$) и модифицированного числа единиц переноса тепла (NTU_0)

NTU_0	ε для указанных $W_{нас}/W_{мин}$							
	1,00	1,25	1,50	2,00	3,00	5,00	10,00	∞
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,348	0,353	0,356	0,359	0,361	0,362	0,362	0,362
1,0	0,516	0,532	0,542	0,552	0,559	0,563	0,564	0,565
1,5	0,610	0,637	0,652	0,669	0,681	0,687	0,690	0,691
2,0	0,669	0,704	0,725	0,746	0,762	0,770	0,773	0,775
2,5	0,710	0,752	0,776	0,800	0,818	0,828	0,832	0,833
3,0	0,740	0,787	0,813	0,840	0,859	0,869	0,873	0,874
3,5	0,763	0,814	0,842	0,870	0,889	0,899	0,903	0,905
4,0	0,782	0,835	0,865	0,893	0,912	0,922	0,926	0,927
4,5	0,797	0,853	0,883	0,911	0,930	0,939	0,943	0,944
5,0	0,809	0,867	0,898	0,926	0,944	0,952	0,956	0,957
5,5	0,819	0,879	0,910	0,937	0,954	0,963	0,966	0,967
6,0	0,828	0,890	0,920	0,947	0,963	0,970	0,973	0,975
6,5	0,836	0,898	0,929	0,955	0,970	0,977	0,979	0,980
7,0	0,843	0,906	0,937	0,961	0,975	0,981	0,984	0,985
7,5	0,849	0,913	0,943	0,967	0,980	0,985	0,987	0,988
8,0	0,855	0,919	0,949	0,972	0,983	0,988	0,990	0,991
8,5	0,860	0,924	0,954	0,976	0,986	0,991	0,992	0,993
9,0	0,864	0,929	0,958	0,979	0,989	0,992	0,994	0,994
9,5	0,868	0,934	0,962	0,982	0,991	0,994	0,995	0,996
10,0	0,872	0,937	0,965	0,984	0,992	0,995	0,996	0,997

ЛИТЕРАТУРА

1. Mason J. L., A Design System for Compact Heat Exchangers, lectures presented at University of California, Los Angeles, Sept. 5—15, 1961.
2. Gardiner K. A., Efficiency of Extended Surfaces, Trans. ASME, vol. 67, p. 621—631, 1954.
3. Mason J. L., Heat Transfer in Cross-flow, Proc. Appl. Mechanics, 2d U. S. Nat. Congress, p. 801, 1954.
4. Stevens R. A., Fernandez J., Woolf J. R., Mean-temperature Difference in One, Two, and Three-pass Crossflow Heat Exchangers, Trans. ASME, vol. 79, p. 287—297, 1957.
5. Wright C. C., Parallel-counter-flow Shell-tube Exchangers, unpublished Stanford University mechanical engineering report.
6. Bowman R. A., Mueller D. C., Nagle W. M., Mean Temperature Differences in Heat Exchanger Design, Trans. ASME, vol. 62, p. 283, 1940.
7. Iqbal M., Stachiewiez J. W., Thermal Effectiveness of a Split-flow Exchanger, ASME Paper 62-HT-29.
8. McAdams W. H., Heat Transmission, 3d ed., p. 194—195, McGraw-Hill Book Company, New York, 1954.
9. London A. L., Kays W. M., The Liquid coupled Indirect-transfer Regenerator for Gas-turbine Plants, Trans. ASME, vol. 73, p. 529, 1951.
10. Coppage J. E., London A. L., The Periodic-flow Regenerator — A Summary of Design Theory, Trans. ASME, vol. 75, p. 779, 1953.
11. Lambertson T. J., Performance Factors of a Periodic-flow Heat Exchanger, Trans. ASME, vol. 80, p. 586, 1958.
12. Bahnke G. D., Howard C. P., The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic-flow Heat Exchanger Performance, Trans. ASME, vol. 86, y. 105, 1964.
13. Mondt J. R., Vehicular Gas Turbine Periodic-flow Heat Exchanger Solid and Fluid Temperature Distributions, Trans. ASME, vol. 86, p. 121, 1964.
14. Hryniszak W., Heat Exchangers, Academic Press, Inc., New York, 1958.
15. Harper D. B., Seal Leakage in the Rotary Regenerator and Its Effect on Rotary Regenerator Design for Gas Turbines, Trans. ASME, vol. 79, p. 233, 1957.

Глава третья

ЯВЛЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В теплообменнике изменение температуры одной из жидкостей на входе не сразу сказывается на изменении температуры жидкости на выходе. Отставание обусловлено как теплоемкостью жидкостей и материала теплообменника, так и термическим сопротивлением системы. Быстрота ответной реакции (изменения режима работы) теплообменников газотурбинной установки представляет особый интерес для конструктора системы регулирования топливоподачи, так как изменение мощности на валу турбины связано с отставанием в изменении режима работы теплообменников. Инженеру, занимающемуся системами регулирования и управления, необходимо знать длительность переходного (неустановившегося) режима теплообменников промышленных установок, систем кондиционирования воздуха и энергетических установок.

ОБЩИЙ ОБЗОР РЕШЕНИЙ

На рис. 3-1 схематически показаны оба типа противоточных теплообменников: рекуперативный с непосредственной теплопередачей и вращающийся регенеративный.

Принимается, что происходят ступенчатые изменения температур $t_{г1}$ или $t_{х1}$ на входе, что приводит к неустановившемуся процессу изменения температур на выходе $t_{г2}$ и $t_{х2}$. Наряду с водяными эквивалентами теплоносителя $W_х$, $W_г$ и ротора $W_{нас}$ рассматриваются полные теплоемкости стенки $\overline{W}_{ст}$ и ротора $\overline{W}_{нас}$.

Решения для 18 задач по неустановившемуся режиму приведены в работах Сима и Лондона [Л. 1], Лондона, Бьянкарди и Митчелла [Л. 2], Лондона, Сампселла и Макгована [Л. 3] и Ризики [Л. 4]. Эти 18 задач схематически представлены на пяти графиках

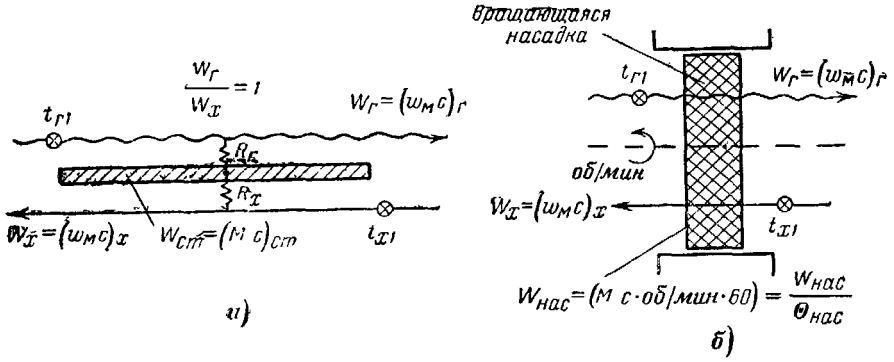


Рис. 3-1 Схематическое изображение нестационарного процесса теплопередачи в рекуперативном (*а*) и регенеративном (*б*) противоточных теплообменниках.

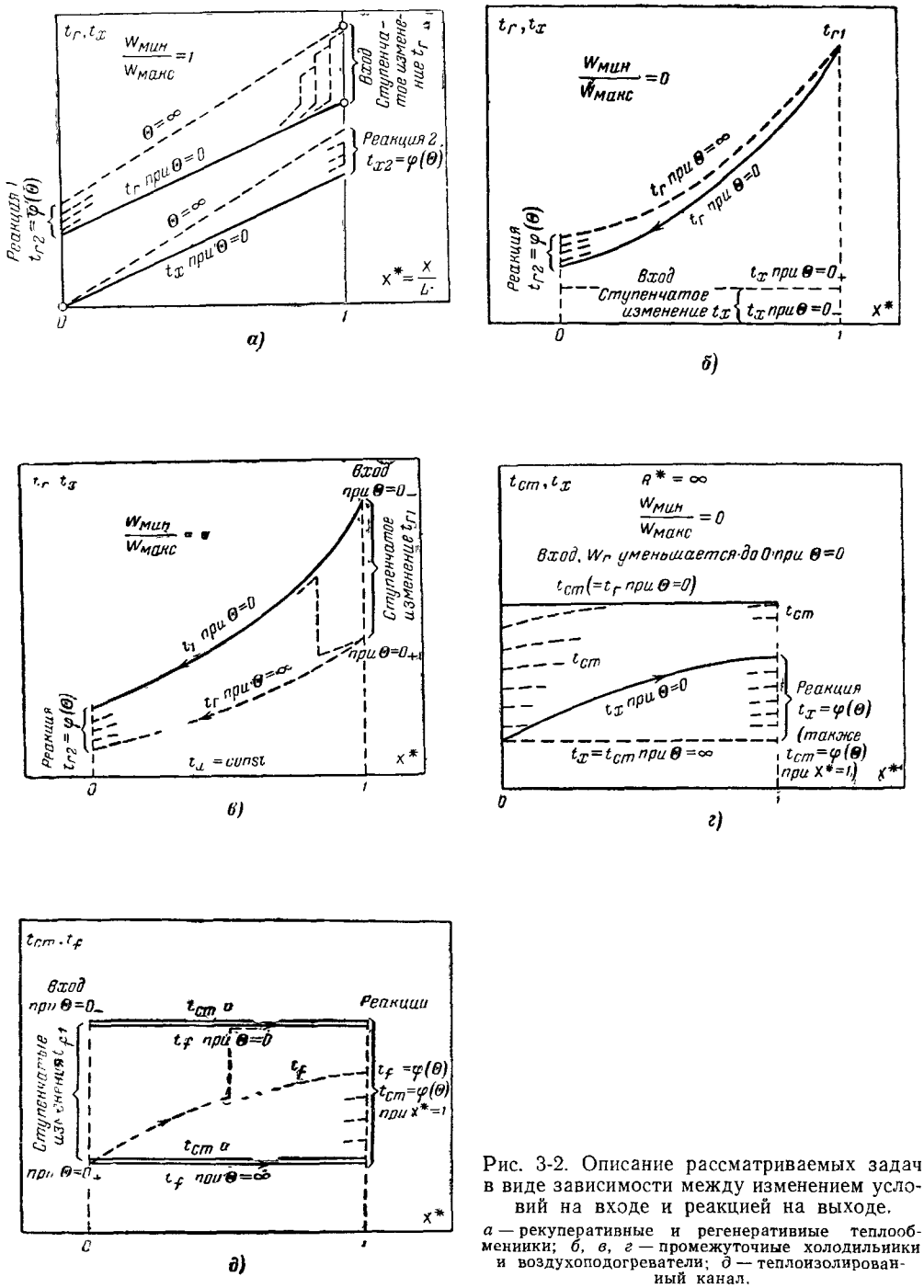


Рис. 3-2. Описание рассматриваемых задач в виде зависимости между изменением условий на входе и реакцией на выходе.

а — рекуперативные и регенеративные теплообменники; *б, в, г* — промежуточные холодильники и воздухоподогреватели; *д* — теплоизолированный канал.

(рис. 3-2). Некоторые из этих схем описывают несколько задач, например рис. 3-2,*а* служит иллюстрацией к двум задачам, относящимся к рекуперативному теплообменнику с непосредственной теплопередачей, а также к двум задачам, относящимся к теплообменнику периодического действия. Подробное описание каждой задачи приведено в табл. 3-1.

Для каждой из задач в предпоследней колонке таблицы дается ссылка на соответствующую схему рис. 3-2 под заголовком (тип задачи) и на графические результаты под заголовком [графические результаты]. Во второй и третьей колонках помещены постоянные параметры и параметры, на которые наложены частичные ограничения, в известной степени характеризующие задачу. Параметры, на которые не наложено никаких ограничений, помещены в четвертой колонке. Графики построены в независимой системе координат, позволяющей представить реакцию на изменение параметров на входе («реакцию нестационарности») в виде зависимой переменной. Некоторые из приведенных в табл. 3-1 решений являются чисто аналитическими, например решения 7—10, 17, 18. Остальные были получены либо решением дифференциальных уравнений, представленных в конечных разностях, на вычислительных машинах (решения 3 и 4), либо на основании экспериментов с использованием методов электромеханической аналогии (решения 1, 2, 5, 6 и 11—16).

Для получения безразмерных определяющих критериев, необходимых для установления взаимосвязи между результатами в достаточно компактной графической форме, был использован анализ размерностей. Если 17 решений относятся к теплообменику с двумя теплоносителями, то 18-е описывает условия, которые имеют место или в теплоизолированном канале, через который протекает жидкость, или в пористом цилиндре или матрице, в которой движется в осевом направлении жидкость.

Явления нестационарного теплового режима в теплоизолированном канале представляют интерес для конструктора. Условия нестационарности в пористом цилиндре имеют особое значение при исследовании теплопередачи, так как методы нестационарного режима часто используются при нахождении основных тепловых характеристик компактных насадочных поверхностей [Л. 5, 6]. Приведены закономерности нестационарного изменения температур как в твердой стенке, так и в жидкости, в том числе и для максимального наклона кривой изменения температуры. Эти результаты изображены графически на рис. 3-14—3-17, а более точно представлены в табл. 3-2 и 3-3. Многие данные, характеризующие теплопередачу в сетчатых и сферических насадочных поверхностях, приводимые в гл. 7, были получены на основании решения, соответствующего максимальному наклону (рис. 3-17 и табл. 3-3), и методики для нестационарных условий, разработанной Локе [Л. 5]. Результаты решения 18, помещенные в таблицу, получены на основании обработки на вычислительных машинах исходных данных, взятых из нескольких независимых источников [Л. 5, 7, 8].

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Основным условием использования «Сводки решений» (табл. 3-1) и связанных с ней графиков является понимание значения использованных безразмерных параметров. Так как известна совокупность определяющих дифференциальных уравнений и граничных условий [Л. 2], то можно установить достаточную систему безразмерных параметров чисто формальными методами. Действительно, существует много подобных систем, обратимых одна в другую. Конкретные параметры, выбранные для системы, имеют следующие преимущества: 1) их легко понять и дать им наименование; 2) многие из них были использованы для выражения характеристики теплообменника в стационарном режиме, рассмотренной в гл. 2; 3) независимые параметры легко

Таблица 3-1

Сводка решений

Решение	Независимые параметры: постоянные	Независимые параметры: с ограниченным изменением	Независимые параметры: переменные	Ссылки на рисунок (тип задачи) [графические результаты]	Ссылки на литературу
1	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 1$ $x^* = 1$	$\overline{W}^*_{ст} > 100$	θ^*, NTU, θ^*_d, R^*	(Рекуперативный, ε^*_{f2}, рис. 3-2,*а*) [рис. 3-3]	1, 2, 3
2	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 1$ $x^* = 0$	$\overline{W}^*_{ст} > 100$ $1/4 \leqslant R^* \leqslant 4$	θ^*, NTU, θ^*_d	(Рекуперативный, ε^*_{f1}, рис. 3-2,*а*) [рис. 3-3]	3
3	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 1$ $x^* = 1$	$\overline{W}^*_{нас} > 100$	θ^*_R, NTU_0, θ^*_d, R^*	(Периодический, ε^*_{f2} рис. 3-2,*а*) [рис. 3-4, 3-5]	3
4	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 1$	$\overline{W}^*_{нас} > 100$ $1/4 \leqslant R^* \leqslant 4$ $2 \leqslant W^*_{нас} \leqslant 20$	θ^*_R, NTU_0, θ^*_d	(Периодический, ε^*_{f1}, рис. 3-2,*а*) [рис. 3-4]	3
5	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 1$ $R^* = 1$, $\theta^*_d = 1$ $x^* = 1$		θ^*, NTU, $\overline{W}^*_{ст}$	(Рекуперативный, ε^*_{f2}, рис. 3-2,*а*) [рис. 3-3]	1
6	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 1$ $\overline{W}^*_{ст} = 0$ $\theta^*_d = 1$; $x^* = 1$		θ^*, NTU	(Рекуперативный, ε^*_{f2}, рис. 3-2,*а*) [рис. 3-3]	1
7	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $x^* = 0$	$\theta^* \leqslant 1$	NTU, $\overline{W}^*_{ст}$, R^*	(Рекуперативный, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-6]	2, 4
8	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $R^* = \infty$ $x^* = 0$		θ^*, NTU, $\overline{W}^*_{ст}$	(Рекуперативный, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-7]	2
9	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $\overline{W}^*_{ст} = 0$ $x^* = 0$		θ^*, NTU, R^*	(Рекуперативный, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-7]	2
10	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $R^* = 0$; $x^* = 0$		θ^*, NTU, $\overline{W}^*_{ст}$	(Рекуперативный, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-7]	2

Продолжение табл. 3-1

Решение	Независимые параметры: постоянные	Независимые параметры: с ограниченным изменением	Независимые параметры: переменные	Ссылки на рисунок (тип задачи) [графические результаты]	Ссылки на литературу
11	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $x^* = 0$	$\overline{W}^*_{ст} > 5$	θ^*, NTU	(Рекуперативный, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-8]	2
12	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $R^* = 1$ $NTU = 3$ $x^* = 0$		θ^*, $\overline{W}^*_{ст}$	(Рекуперативный, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-9]	2
13	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $\overline{W}^*_{ст} = 20$ $NTU = 3$ $x^* = 0$		θ^*, R^*	(Рекуперативиый, рис. 3-2,*б*) [рис. 3-10]	2
14	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $R^* = 1$ $x^* = 0$	$\overline{W}^*_{ст} \geqslant 20$	θ^*, NTU	(Рекуперативный, рис. 3-2,*в*) [рис. 3-11]	2
15	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $R^* = 1$ $NTU = 1$ $x^* = 0$		θ^*, $\overline{W}^*_{ст}$	(Рекуперативный, рис. 3-2,*в*) [рис. 3-12]	2
16	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $NTU = 1$ $x^* = 0$	$\overline{W}_{ст} \geqslant 20$	θ^*, R^*	(Рекуперативный, рис. 3-2,*в*) [рис. 3-13]	2
17	$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = 0$ $R^* = \infty$ $x^* = 1$		θ^*, NTU, $\overline{W}^*_{ст}$	(Рекуперативный, рис. 3-2,*г* [рис. 3-14—3-16]	2
18	$x^* = 1$		θ^*, NTU, $\overline{W}^*_{ст}$	(Теплоизмерительный канал, рис. 3-2,*д*) [рис. 3-14—3-17]	2,5

контролировать; это означает, что один параметр можно изменять, сохраняя в то же время другие постоянными при проведении серий пробных расчетов на аналоговых или цифровых вычислительных машинах.

Рекуперативные теплообменники с непосредственной теплопередачей

Выбрана следующая система безразмерных параметров:

$$\varepsilon^*_{f_1}, \varepsilon^*_{f_2}, \varepsilon^*_f = \Phi\left(NTU, \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}, x^*, \text{Re}, \overline{W}^*_{\text{ст}}, \theta^*_d, \theta^*\right), \quad (3\text{-}1)$$

где ε^*_{f1}, ε^*_{f2}, ε^*_f — зависимые температурные характеристики на выходе, реакция на ступенчатое изменение температур на входе одного из теплоносителей (см. рис. 3-2,*а—г*);

$$NTU = \frac{kF}{W_{\text{мин}}} = \frac{1}{(R_{\text{х}} + R_{\text{г}})W_{\text{мин}}}$$

является числом единиц переноса для теплообменника; оно подобно использованному в гл. 2 и является безразмерным выражением размера теплообменника;

$W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$ — отношение водяных эквивалентов двух теплоносителей, как это было принято и в гл. 2. Если $W_{\text{х}} < W_{\text{г}}$, то берут отношение $W_{\text{х}}/W_{\text{г}}$; в противном случае используют $W_{\text{г}}/W_{\text{х}}$;

x^* выражает положение (координату) по длине теплообменника. В данном случае x^*, равное 0 или 1, соответствует жидкости в выходном сечении;

$R^* = (R$ на стороне $W_{\text{мин}})/(R$ на стороне $W_{\text{макс}})$ — отношение термических сопротивлений (см. рис. 3-1);

$\overline{W}^*_{\text{ст}} = \overline{W}_{\text{ст}}/\overline{W}_{\text{мин}}$ — параметр, характеризующий теплоемкость стенки теплообменника;

$\theta^*_d = (\theta_d$ для жидкости с $W_{\text{мин}})/(\theta_d$ для жидкости с $W_{\text{макс}})$ — отношение времени пребывания или длительностей нахождения двух теплоносителей в теплообменнике;

$\theta^* = \theta/(\theta_d$ для жидкости с $W_{\text{мин}})$ — обобщенный параметр времени.

При определении ε^*_f берется изменение температуры теплоносителя, считая от начальной температуры, которое относится к предельному изменению температуры при бесконечно большом периоде времени. Таким образом, ε^*_f равно нулю в начальный момент времени и стремится к единице с течением времени. ε^*_{f1} характеризует реакцию на выходе того теплоносителя, который на входе в теплообменник претерпел ступенчатое изменение температуры, а ε^*_{f2} характеризует реакцию второго теплоносителя на выходе из теплообменника (см. рис. 3-2,*а*). Если очевидно, что интерес представляет реакция только одного из теплоносителей, индексы 1 и 2 опускают, как это сделано на рис. 3-2,*б—г*.

Следует отметить, что NTU, $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$, x^* и R^* должны фигурировать в полном решении для теплообмена при установившемся состоянии. Хотя x^* и R^* не фигурируют явно в решениях гл. 2, неявно x^*, равное 0 или 1, и R^* будут входить в уравнения, если потребуется найти температуру поверхности теплообмена.

Для решений, с которыми приходится иметь дело, $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$ приравнивается или к единице (решения 1, 2, 5 и 6, табл. 3-1) или нулю (решения 7—17, табл. 3-1). Таким образом, при x^*, равном 0 или 1, уравнение (3-1) приводится к

$$\varepsilon^*_{f_1}, \varepsilon^*_{f_2}, \varepsilon^*_f = \Phi(NTU, R^*, \overline{W}^*_{\text{ст}}, \theta^*_d, \theta^*). \quad (3\text{-}2)$$

Дальнейшее уменьшение числа независимых параметров достигается или путем конкретизации значений неизменных величин (например, $\overline{W}^*_{\text{ст}} = 0$, $\theta^*_d = 1$, как это сделано в решении 6, табл. 3-1), или путем частичного ограничения интервала (например, $\overline{W}^*_{\text{ст}} > 100$, $^1/_4 \leqslant R^* \leqslant 4$, как в решении 2, табл. 3-1).

Теплообменник периодического действия

Совокупность безразмерных параметров в значительной степени совпадает с уже описанной совокупностью для рекуперативного те-

плообменника с непосредственной теплопередачей

$$\varepsilon^{x}_{f_1},\ \varepsilon^{*}_{f_2} = \Phi\left(NTU_0,\ \frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}},\ x^*,\right.$$

$$\left. R^*, W^*_{\text{нас}},\ \theta^*_d,\ \frac{\theta_r}{\theta_{d\,\text{мин}}},\ \theta^*_R\right), \quad (3\text{-}3)$$

где ε^*_{f1}, ε^*_{f2} характеризуют зависимые изменения температуры теплоносителя, вызываемые ступенчатым изменением температуры на входе (см. рис. 3-2,*а*). За мгновенную температуру жидкости берется средняя по поперечному сечению температура в данный момент;

$NTU_0 = 1/[(R_x + R_г)\,W_{\text{мин}}]$ — модифицированное число единиц переноса для теплообменника (так же как и в гл. 2), безразмерное выражение величины теплообменника;

$W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$ — отношение водяных эквивалентов двух жидкостей, как это было принято и в гл. 2. Если $W_x < W_г$, то $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = W_x/W_г$;

x^* обозначает положение в теплообменнике. Значения $x^*=0$ и $x^*=1$ представляют наибольший интерес, поскольку они соответствуют выходным сечениям теплообменника (см. рис. 3-2,*а*);

R^* равно $R_x/R_г$, если имеет место ступенчатое изменение температуры горячей жидкости на входе $t_{г1}$, или $R_г/R_x$ при ступенчатом изменении температуры холодной жидкости на входе t_{x1}. Таким образом, R^* представляет собой отношение термических сопротивлений;

$W^*_{\text{нас}} = W_{\text{нас}}/W_{\text{мин}}$ — отношение водяных эквивалентов вращающегося теплообменника (как и в гл. 2) или переключающегося теплообменника (см. рис. 2-6, на котором дано схематическое изображение вращающегося и переключающегося теплообменников);

$\theta^*_d = (\theta_d$ для жидкости $W_{\text{мин}})/(\theta_d$ для жидкости $W_{\text{макс}})$ — отношение времени пребывания или длительностей пребывания для двух теплоносителей;

$\theta_r/\theta_{d\text{мин}} = (\text{период вращения ротора})/(\theta_d$ для жидкости $W_{\text{макс}})$ — безразмерный период вращения ротора;

$\theta^*_R = \theta/\theta_r$ — обобщенный параметр времени.

Как и для рекуперативного теплообменника с непосредственной теплопередачей ε^*_{f1} и ε^*_{f2} являются приведенными ответными реакциями на выходе потоков; эти реакции имеют значения, равные нулю в начальный период и стремящиеся к единице по истечении большого промежутка времени. ε^*_{f1} — параметр, характеризующий реакцию той жидкости, покидающей теплообменник, которая претерпела ступенчатое изменение температуры на входе в теплообменник, в то время как ε^*_{f2} характеризует реакцию второй жидкости (см. рис. 3-2,*а*, где приведен пример, в котором ступенчатое изменение температуры претерпевает горячая жидкость. Это определение, однако, является общим и применимо для других случаев, в которых ступенчатое изменение испытывает и холодная жидкость). Примечательно, что зависимый параметр реакции ε^*_f и независимые параметры NTU_0, $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$, x^*, R^* и θ^*_d имеют свои аналоги в уравнении (3-1) для рекуперативного теплообменника.

Аналог $\overline{W}^*_{\text{ст}}$ в уравнении (3-1) подбирается путем комбинации из уравнения (3-3)

$$W^*_{\text{нас}}\,\frac{\theta_r}{\theta_{d\,\text{мин}}} = \frac{\overline{W}_{\text{нас}}}{\overline{W}_{\text{мин}}} = \overline{W}^*_{\text{нас}}.$$

Обобщенный параметр θ^* уравнения (3-1) и θ^*_R уравнения (3-3) связаны между собой соотношением

$$\theta^*_R = \frac{\theta}{\theta_r} = \frac{\theta/\theta_{d\,\text{мин}}}{\theta_r/\theta_{d\,\text{мин}}} = \frac{\theta^*}{\theta_r/\theta_{d\,\text{мин}}}.$$

Все независимые параметры уравнения (3-3), за исключением θ^*_R, фигурируют в полном решении для установившихся условий работы теплообменника периодического действия. В уравнения для установившегося состояния (гл. 2) входят в неявном виде величины $x^*=1$ или $x^*=0$ и должно входить R^*, если бы уравнения были достаточно полными и позволяли вычислить температуру насадки.

Огибающие температур насадки рассматриваются Мондтом [Л. 9].

Для решений 3 и 4, табл. 3-1, относящихся к теплообменнику периодического действия, $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} =$

$=1$ и $x^*=0$ или $x^*=1$ считаются постоянными. Кроме того, оказывается, что θ^*_d и $\theta_r/\theta_{d\text{мин}}$ не имеют существенного значения при

$$\overline{W}^*_{\text{нас}}=\left(\frac{W^*_{\text{нас}}\theta_r}{\theta_{d\text{ мин}}}\right)>100,$$

наложенном частичным ограничении на решение. Следовательно, уравнение (3-3) по существу приводится к

$$\varepsilon^*_{f1},\ \varepsilon^*_{f2}=\Phi(NTU_0,\ R^*,\ \overline{W}^*_{\text{нас}},\ \theta^*_R). \tag{3-4}$$

Теплоизолированный канал

Для решений 17 и 18, табл. 3-1 используется следующая совокупность безразмерных определяющих параметров:

$$\varepsilon^*_f,\ \varepsilon^*_{\text{ст}}=\Phi(NTU,\ \overline{W}^*_{\text{ст}},\ \theta^*), \tag{3-5}$$

где ε^*_f и $\varepsilon^*_{\text{ст}}$ — параметры, характеризующие реакцию изменения температуры соответственно жидкости и стенки в выходном сечении теплообменника;

$NTU=\alpha F/W$ — число единиц переноса тепла;

$\overline{W}^*_{\text{ст}}=\overline{W}_{\text{ст}}/\overline{W}=\overline{W}_{\text{ст}}/W\theta_d$ — параметр, характеризующий теплоемкость стенки;

$\theta^*=\theta/\theta_d$—обобщенный параметр времени.

Как и для двухпоточных рекуперативных теплообменников с непосредственной теплопередачей и периодических теплообменников, ε^*_f и $\varepsilon^*_{\text{ст}}$ являются приведенными значениями реакций, которые имеют начальную величину, равную нулю, и стремятся к единице по мере возрастания времени до бесконечности.

Эти решения применимы к пористой цилиндрической насадке, нагреваемой или охлаждаемой потоком жидкости, движущимся в осевом направлении, так же как и к теплоизоляционному каналу. Если обычно можно считать, что для теплоизолированного канала NTU меньше единицы (рис. 3-14), то для пористой насадки оно может быть очень велико (рис. 3-15 и 3-16).

На рис. 3-17 изображены кривые максимального наклона значений ε^*_f, приведенных на рис. 3-16.

РЕАКЦИЯ НА ИЗМЕНЕНИЕ МАССОВОГО РАСХОДА ЖИДКОСТИ

До сих пор все время говорилось об изменении температуры жидкости на выходе из теплообменника вследствие ступенчатого изменения температуры жидкости во входном сечении. Решение 17 (рис. 3-2,*г*) представляет исключение. Здесь предполагается, что $W_{\text{макс}}$ ($\gg W_{\text{мин}}$) внезапно падает до нуля; тогда температура потока жидкости, имеющей $W_{\text{мин}}$, на выходе (при $x^*=1$) и температура стенки (при $x^*=1$) будут изменяться с той же закономерностью, что и в теплоизолированном канале или пористой насадке (рис. 3-14—3-16). Этот пример иллюстрирует экстремальные условия изменения массового расхода потока, поэтому отставание является очень существенным и составляет примерно

$$\theta_{90}=(2\overline{W}^*_{\text{ст}}+1)\theta_d$$

для 90%-ной реакции (из рис. 3-16 и $NTU=3$). Для теплообменника с $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}=1$, если массовые расходы обоих потоков изменяются одновременно, это эквивалентно ступенчатому изменению NTU. Заметим, что NTU увеличивается с уменьшением массового расхода потока. В этих условиях не происходит значительных изменений температуры стенки, а запаздывание изменения температуры жидкости на выходе, как это показано в работе [Л. 1], является незначительным и равно примерно

$$\theta_{90}\approx\theta_d.$$

В общем случае запаздывание вследствие изменения массового расхода значительно меньше, чем запаздывание, которое сопутствует изменению температуры жидкости на входе.

РЕАКЦИЯ НА ПРОИЗВОЛЬНОЕ ИЗМЕНЕНИЕ УСЛОВИЙ НА ВХОДЕ ИЛИ ПЕРИОДИЧЕСКИ МЕНЯЮЩИЕСЯ УСЛОВИЯ НА ВХОДЕ

Определяющие дифференциальные уравнения как для рекуперативного теплообменника с непосредственной передачей тепла, так и для

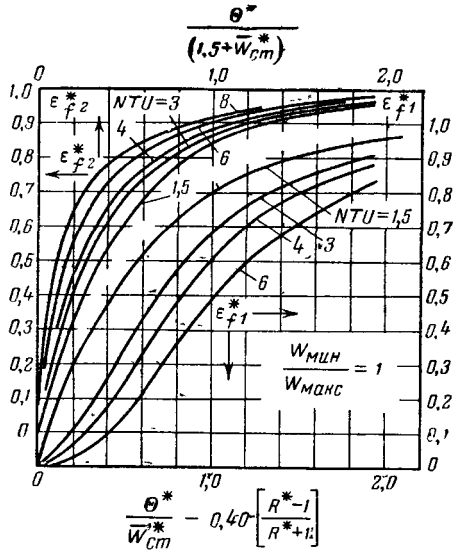


Рис. 3-3. Решения 1, 2, 5, 6, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи.

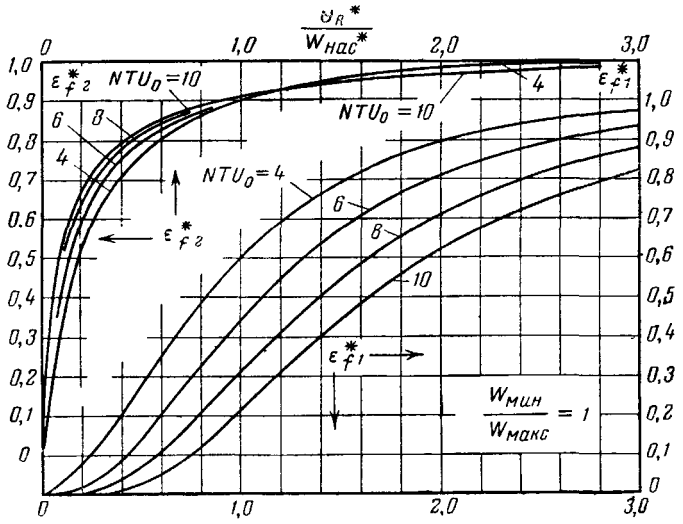


Рис. 3-4. Решения 3 и 4, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи. Снизу по оси абсцисс отложено

$$\frac{\theta^*_R}{W^*_{нас} - 0{,}6} - 0{,}53\left[\frac{R^*-1}{R^*+1}\right].$$

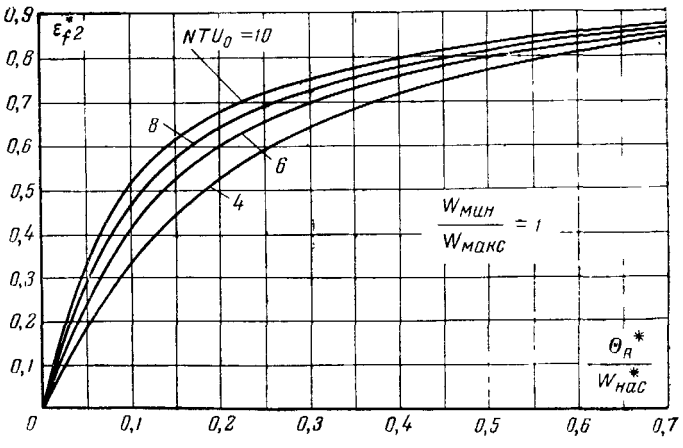


Рис. 3-5. Решение 3, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи. Масштаб абсциссы для ε^*_{f2} увеличен.

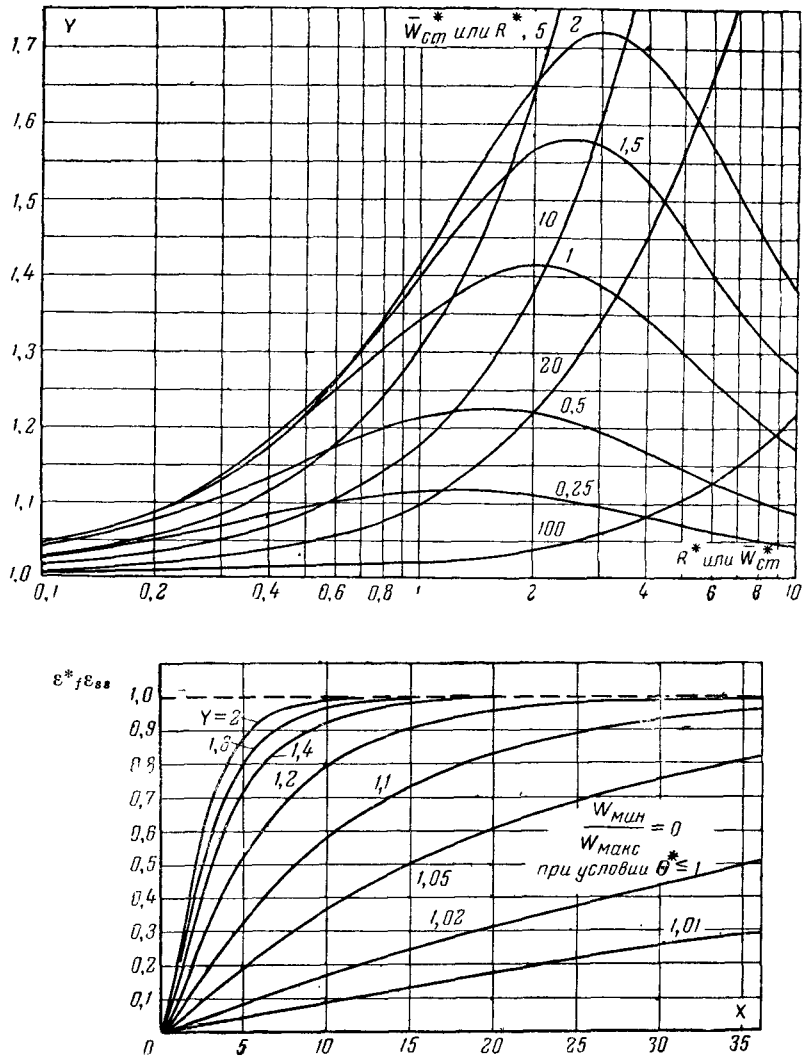


Рис. 3-6. Решенне 7, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачн.

$$X=\theta^* NTU\left[\left(\frac{R^*+1}{\overline{W}^*_{ст}}\right)\left(\frac{R^*+1+\overline{W}^*_{ст}}{2R^*}\right)\right]$$

$\varepsilon_{вв}=1-e^{-NTU}$. Таким образом, $\varepsilon^*_f=\Phi(\theta^*, NTU, R^*, \overline{W}^*_{ст})$.

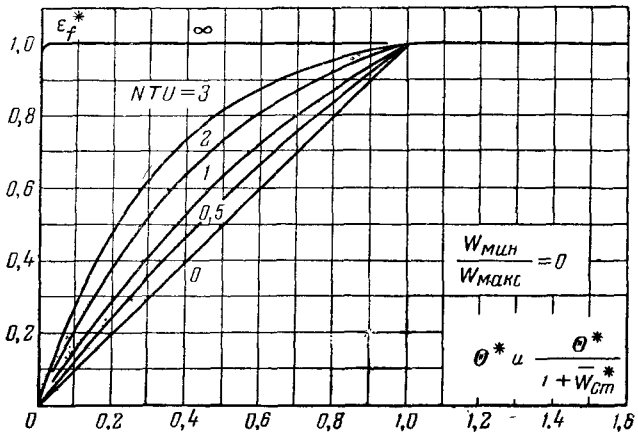


Рис. 3-7. Решения 8, 9 и 10, табл. 3-1, для неустановнвшегося процесса теплопередачи.

$W_{мин}/W_{макс}=0$;

ε^*_f в зависимости от θ^*:
1) $R^*=\infty$ и любое $\overline{W}^*_{ст}$;
2) $\overline{W}^*_{ст}=0$ и любое R^*.

ε^*_f в зависимости от $\theta/(1+\overline{W}^*_{ст})$:
1) $R^*=0$ и любое $\overline{W}^*_{ст}$;
2) $\overline{W}^*_{ст}=0$ и любое R^*.

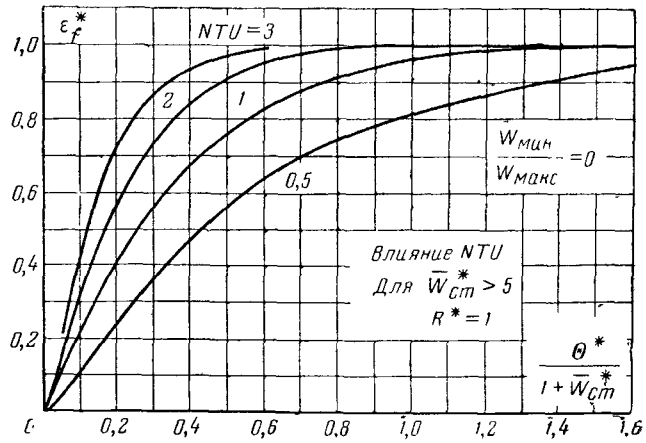


Рис. 3-8. Решение 11, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи.

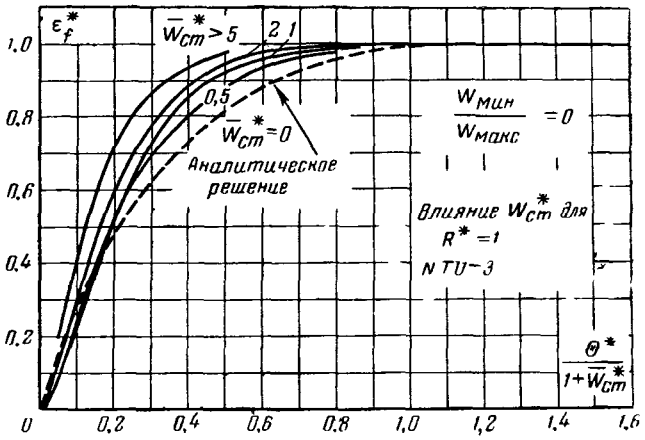


Рис. 3-9. Решение 12, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи.

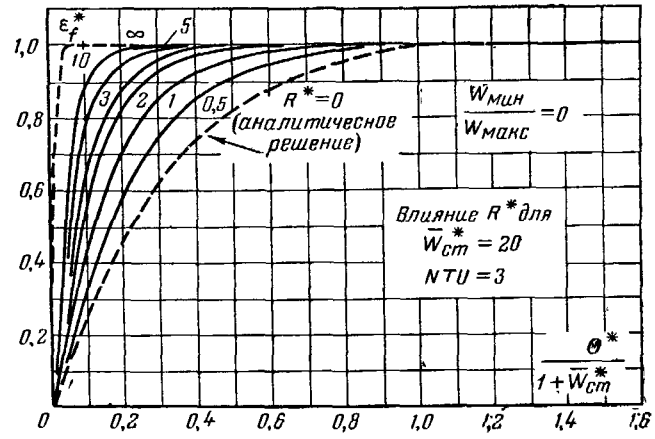


Рис. 3-10. Решение 13, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи.

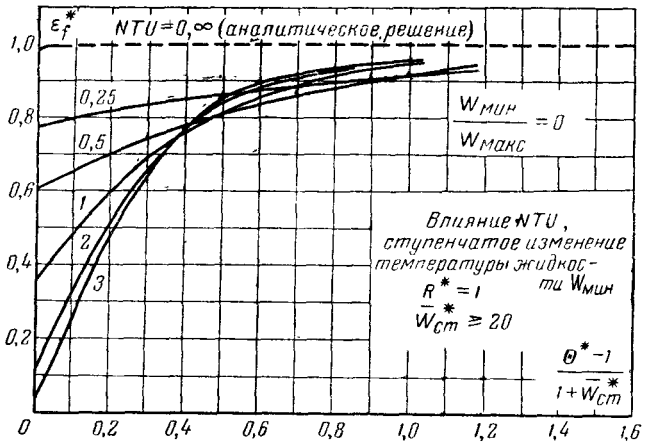


Рис. 3-11. Решение 14, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи.

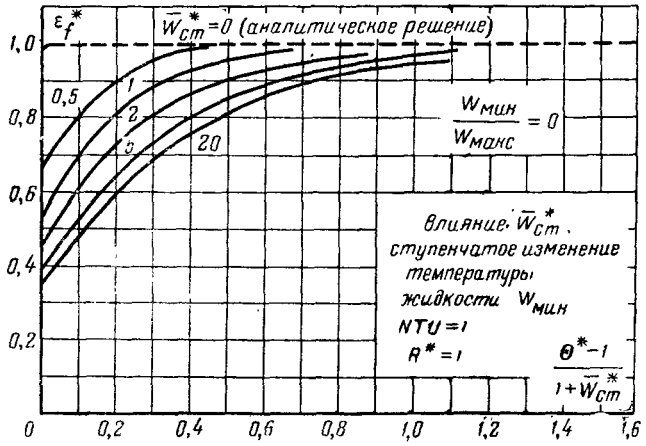


Рис. 3-12. Решение 15, табл. 3-11, для неустановившегося процесса теплопередачи.

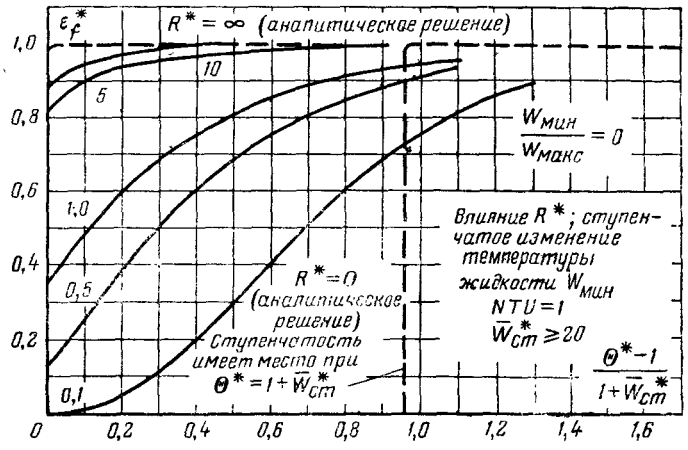


Рис. 3-13. Решение 16, табл. 3-1, для неустановившегося процесса теплопередачи.

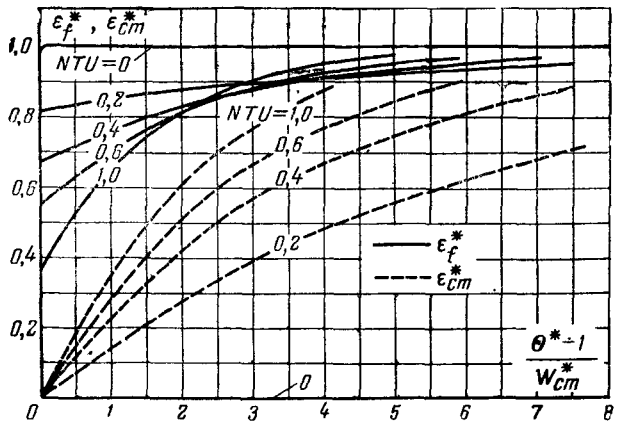


Рис. 3-14. Решения 17 и 18, табл. 3-1. Для отыскания численных значений см. табл. 3-2.

Теплоизолированный канал; — — — — интервал низких значений *NTU* ответных температурных реакций ε^*_f и $\varepsilon^*_{ст}$

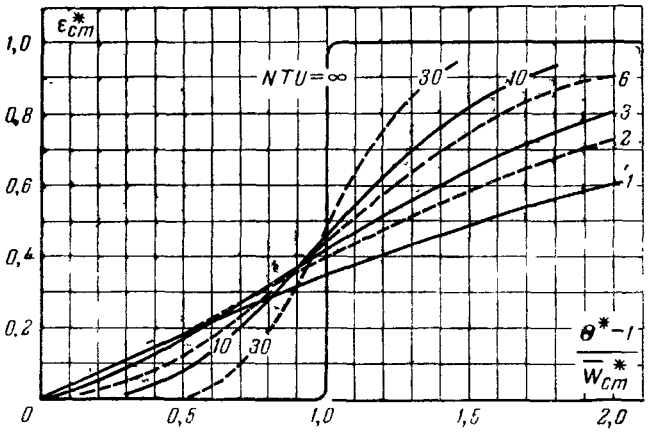


Рис 3-15. Решения 17 и 18. табл. 3-1. Для отыскания численных значений см. табл. 3-2.

Теплоизолированный канал. — — — — интервал высоких значений *NTU* ответной температурной реакции стенки ε^*_{c}.

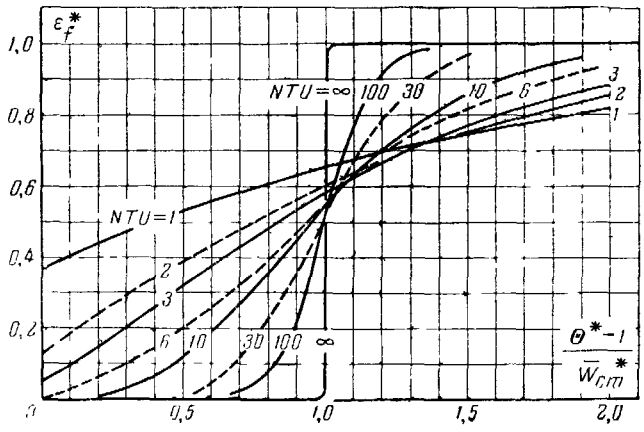


Рис. 3-16. Решения 17 и 18, табл. 3-1. Для отыскания численных значений. см. табл. 3-2.

Теплоизолнрованный канал; — — — — интервал высоких значений *NTU* ответной температурной реакции жидкости ε^*_f

Реакция температуры стенки θ^*_w

τ^*[1]	$NTUx^*$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,337	0,289	0,247	0,211	0,181	0,154	0,132	0,112	0,096	0,062
1,0	0,562	0,499	0,442	0,391	0,346	0,305	0,269	0,237	0,208	0,183
1,5	0,712	0,650	0,592	0,538	0,488	0,441	0,399	0,369	0,323	0,290
2,0	0,811	0,757	0,705	0,654	0,606	0,559	0,515	0,473	0,433	0,397
2,5	0,876	0,833	0,789	0,744	0,700	0,657	0,615	0,574	0,534	0,496
3,0	0,919	0,885	0,850	0,813	0,775	0,737	0,698	0,660	0,622	0,585
3,5	0,947	0,922	0,894	0,864	0,833	0,800	0,766	0,732	0,698	0,663
4,0	0,966	0,947	0,926	0,902	0,877	0,850	0,821	0,791	0,761	0,730
4,5	0,978	0,964	0,948	0,930	0,910	0,888	0,864	0,839	0,813	0,786
5,0	0,986	0,976	0,964	0,950	0,934	0,917	0,898	0,877	0,855	0,831
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,346	0,183	0,094	0,047	0,023	0,011	0,005	0,003	0,001	0,001
2	0,606	0,397	0,247	0,148	0,086	0,049	0,027	0,015	0,008	0,004
3	0,775	0,585	0,417	0,283	0,185	0,118	0,072	0,043	0,026	0,015
4	0,877	0,730	0,573	0,428	0,307	0,213	0,142	0,093	0,059	0,037
5	0,934	0,831	0,702	0,565	0,436	0,325	0,234	0,163	0,112	0,074
6	0,966	0,898	0,800	0,682	0,559	0,442	0,338	0,251	0,181	0,128
7	0,983	0,940	0,870	0,776	0,667	0,555	0,447	0,349	0,266	0,197
8	0,991	0,966	0,918	0,847	0,757	0,656	0,551	0,450	0,358	0,278
9	0,996	0,981	0,949	0,898	0,827	0,741	0,646	0,548	0,453	0,366
10	0,998	0,989	0,969	0,934	0,880	0,811	0,728	0,638	0,545	0,455
11	—	—	—	0,958	0,919	0,865	0,796	0,717	0,631	0,543
12	—	—	—	0,974	0,946	0,905	0,851	0,784	0,708	0,625
13	—	—	—	0,984	0,965	0,935	0,893	0,838	0,773	0,699
14	—	—	—	0,990	0,978	0,956	0,925	0,881	0,827	0,763
15	—	—	—	0,994	0,986	0,971	0,948	0,915	0,871	0,817
16	—	—	—	0,997	0,991	0,981	0,965	0,940	0,905	0,861
17	—	—	—	0,998	0,995	0,988	0,976	0,958	0,932	0,898
18	—	—	—	0,999	0,997	0,992	0,984	0,971	0,951	0,924
19	—	—	—	0,999	0,998	0,995	0,990	0,980	0,966	0,945
	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
2	0,001	0,000	0,000	—	—	—	—	—	—	—
4	0,014	0,005	0,002	0,000	0,000	0,000	—	—	—	—
6	0,060	0,026	0,011	0,004	0,002	0,001	0,000	—	—	—
8	0,155	0,081	0,039	0,018	0,006	0,003	0,001	0,000	0,000	—
10	0,297	0,178	0,099	0,052	0,026	0,012	0,005	0,002	0,001	0,000
12	0,459	0,312	0,196	0,116	0,065	0,034	0,017	0,008	0,004	0,002
14	0,616	0,462	0,324	0,212	0,131	0,077	0,043	0,023	0,012	0,006
16	0,746	0,608	0,464	0,334	0,226	0,145	0,088	0,051	0,028	0,015
18	0,844	0,733	0,602	0,465	0,341	0,237	0,157	0,099	0,059	0,034
20	0,909	0,828	0,721	0,597	0,467	0,350	0,248	0,169	0,109	0,067
22	0,950	0,896	0,815	0,709	0,591	0,469	0,355	0,257	0,178	0,118
24	0,974	0,940	0,883	0,803	0,700	0,587	0,473	0,362	0,265	0,187
26	0,987	0,967	0,930	0,872	0,792	0,694	0,583	0,472	0,367	0,273
28	0,994	0,983	0,960	0,921	0,862	0,782	0,687	0,582	0,473	0,372
30	0,997	0,991	0,978	0,953	0,912	0,852	0,774	0,681	0,579	0,474
32	0,999	0,996	0,988	0,973	0,946	0,903	0,843	0,766	0,675	0,577
34	—	0,998	0,994	0,985	0,968	0,939	0,895	0,834	0,758	0,670
36	—	0,999	0,997	0,992	0,982	0,963	0,932	0,887	0,827	0,752
38	—	—	0,999	0,996	0,990	0,978	0,958	0,926	0,880	0,819
40	—	—	0,999	0,998	0,995	0,988	0,975	0,953	0,919	0,873
42	—	—	—	0,999	0,997	0,993	0,985	0,971	0,948	0,913

[1] $\tau^* = (\theta^* - x^*)\,(NTU/\overline{C}^*_m)$, $x^* = 1$ в выходном сечении.

Таблица 3-2

канала или пористой насадки

Реакция температуры жидкости ε^*_f

	*NTUx**									
τ^*	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0	0,819	0,670	0,549	0,449	0,368	0,301	0,247	0,202	0,165	0,135
0,5	0,885	0,781	0,688	0,604	0,530	0,464	0,406	0,354	0,309	0,369
1,0	0,927	0,855	0,785	0,718	0,654	0,594	0,539	0,487	0,439	0,394
1,5	0,953	0,904	0,852	0,800	0,748	0,696	0,646	0,597	0,551	0,506
2,0	0,970	0,936	0,899	0,859	0,817	0,775	0,731	0,688	0,645	0,604
2,5	0,981	0,958	0,931	0,901	0,869	0,834	0,798	0,761	0,723	0,685
3,0	0,988	0,972	0,953	0,931	0,906	0,879	0,849	0,818	0,786	0,753
3,5	0,992	0,982	0,968	0,952	0,933	0,912	0,889	0,863	0,836	0,808
4,0	0,995	0,988	0,979	0,967	0,953	0,936	0,918	0,898	0,876	0,852
4,5	0,997	0,992	0,986	0,977	0,967	0,954	0,940	0,924	0,906	0,887
5,0	0,998	0,995	0,990	0,984	0,977	0,967	0,956	0,944	0,930	0,914

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0,368	0,135	0,050	0,018	0,007	0,002	0,001	0,000	0,000	0,000
1	0,654	0,394	0,225	0,123	0,066	0,034	0,017	0,009	0,004	0,002
2	0,817	0,604	0,415	0,270	0,169	0,102	0,060	0,034	0,019	0,011
3	0,906	0,753	0,583	0,427	0,298	0,201	0,131	0,082	0,051	0,031
4	0,953	0,852	0,717	0,572	0,435	0,319	0,225	0,153	0,103	0,066
5	0,977	0,914	0,815	0,693	0,564	0,441	0,333	0,243	0,174	0,120
6	0,989	0,951	0,883	0,788	0,676	0,558	9,446	0,344	0,260	0,190
7	0,995	0,973	0,928	0,857	0,766	0,662	0,554	0,449	0,355	0,273
8	0,997	0,985	0,957	0,907	0,837	0,749	0,652	0,550	0,453	0,363
9	0,999	0,992	0,974	0,941	0,888	0,819	0,735	0,643	0,548	0,455
10	0,999	0,996	0,985	0,963	0,926	0,872	0,804	0,723	0,635	0,546
11	—	—	—	0,977	0,951	0,912	0,858	0,790	0,713	0,629
12	—	—	—	0,986	0,969	0,940	0,899	0,844	0,778	0,704
13	—	—	—	0,992	0,980	0,960	0,930	0,887	0,833	0,768
14	—	—	—	0,995	0,988	0,974	0,952	0,919	0,876	0,822
15	—	—	—	0,997	0,993	0,983	0,968	0,943	0,910	0,866
16	—	—	—	0,998	0,996	0,989	0,979	0,961	0,935	0,901
17	—	—	—	0,999	0,997	0,993	0,986	0,973	0,954	0,927
18	—	—	—	—	0,998	0,996	0,991	0,982	0,968	0,948
19	—	—	—	—	0,999	0,998	0,994	0,988	0,978	0,963

	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
0	0,000	0,000	—	—	—	—	—	—	—	—
2	0,003	0,001	0,000	0,000	—	—	—	—	—	—
4	0,026	0,010	0,003	0,001	0,000	0,000	—	—	—	—
6	0,095	0,044	0,019	0,008	0,003	0,001	0,000	0,000	—	—
8	0,216	0,118	0,060	0,029	0,013	0,006	0,002	0,001	0,000	0,000
10	0,375	0,237	0,139	0,076	0,039	0,019	0,009	0,004	0,002	0,001
12	0,541	0,384	0,254	0,156	0,091	0,050	0,026	0,013	0,006	0,003
14	0,689	0,538	0,392	0,268	0,172	0,104	0,060	0,033	0,017	0,009
16	0,804	0,677	0,535	0,398	0,279	0,185	0,117	0,070	0,040	0,022
18	0,884	0,788	0,667	0,535	0,403	0,289	0,197	0,128	0,079	0,047
20	0,935	0,869	0,774	0,659	0,533	0,408	0,298	0,208	0,138	0,088
22	0,966	0,923	0,855	0,762	0,651	0,531	0,412	0,306	0,218	0,148
24	0,983	0,957	0,912	0,843	0,752	0,645	0,531	0,415	0,313	0,226
26	0,992	0,977	0,949	0,901	0,832	0,743	0,639	0,529	0,418	0,319
28	0,996	0,988	0,972	0,941	0,891	0,822	0,735	0,635	0,529	0,420
30	0,998	0,994	0,985	0,966	0,932	0,882	0,813	0,727	0,630	0,527
32	0,999	0,997	0,992	0,981	0,960	0,925	0,873	0,804	0,721	0,626
34	—	0,999	0,996	0,990	0,977	0,954	0,917	0,865	0,796	0,714
36	—	0,999	0,998	0,995	0,987	0,973	0,948	0,910	0,857	0,789
38	—	—	0,999	0,997	0,993	0,984	0,968	0,942	0,903	0,849
40	—	—	—	0,999	0,996	0,991	0,981	0,964	0,936	0,896
42	—	—	—	0,999	0,998	0,995	0,989	0,979	0,959	0,931

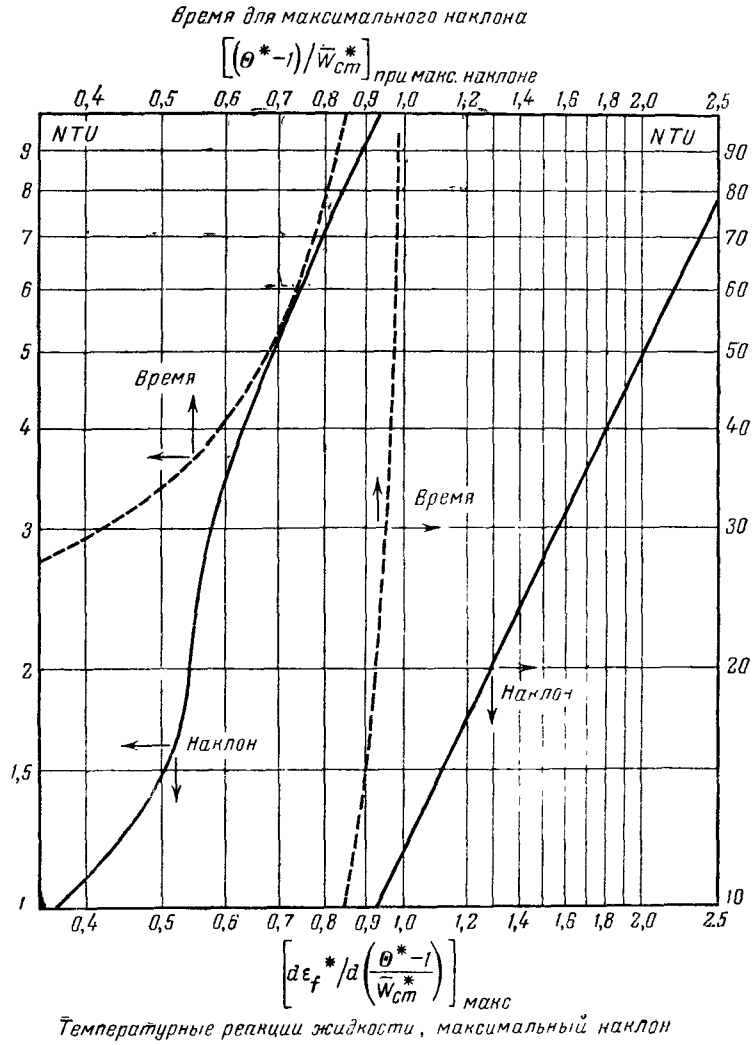


Рис. 3-17. Максимальный наклон неустановившейся реакции ε^*_f решения 18, табл. 3-1. Для отыскания численных значений см. табл. 3-3.

теплообменника периодического действия типа регенератора линейны, по крайней мере в пределе обычно принимаемых упрощений [Л. 2]. Следовательно, распространение результатов ε^*_f на случай, когда характер изменений условий на входе отличается от ступенчатого, может быть произведено непосредственно с помощью стандартной методики, известной под названием «метода Дюамеля»; эта методика изложена в работе [Л. 2]. Инженеру, занимающемуся регулированием процессов, могут быть интересны частотные характеристики реакций, т. е. амплитуда и фазовый угол реакции на выходе, вызванных периодическими изменениями постоянной частоты с амплитудой, меняющейся по закону синусов на входе. Данные о частотных характеристиках реакций могут быть получены из материалов настоящей работы с помощью нескольких известных методов [Л. 10].

Иллюстративный пример

В табл. 3-4 сравниваются рекуперативный теплообменник с непосредственной теплопередачей, имеющий эффективность 75%, и регенератор периодического действия с эффективностью 91%. Такие эффективности можно считать типичными для теплообменников, приме-

Таблица 3-3

Решение для теплоизолированного канала или пористой насадки

NTU	Максимальный наклон	Время при максимальном наклоне	*NTU*	Максимальный наклон	Время при максимальном наклоне
1,0	0,368	0,000	8,0	0,840	0,806
1,25	0,448	0,000	8,5	0,863	0,817
1,5	0,502	0,000	9,0	0,885	0,828
1,75	0,532	0,000	9,5	0,907	0,837
2,0	0,541	0,000	10,0	0,929	0,846
2,5	0,553	0,271	15,0	1,121	0,898
3,0	0,577	0,424	20,0	1,284	0,924
3,5	0,604	0,521	25,0	1,432	0,940
4,0	0,632	0,590	30,0	1,564	0,950
4,5	0,660	0,640	40,0	1,797	0,963
5,0	0,688	0,680	50,0	2,009	0,970
5,5	0,715	0,711	60,0	2,196	0,974
6,0	0,741	0,737	70,0	2,371	0,977
6,5	0,767	0,758	80,0	2,533	0,981
7,0	0,792	0,776	90,0	2,683	0,984
7,5	0,816	0,792			

$$NTU = \frac{\alpha F}{W} = St\,\frac{h}{r_г}.$$

$$\text{Максимальный наклон} = \left[\frac{d\varepsilon^*_f}{d\left(\dfrac{\theta^*-1}{\overline{W}^*_{ст}}\right)}\right]_{макс}.$$

$$\text{Время при максимальном наклоне} = \left[\frac{\theta^*-1}{\overline{W}^*_{ст}}\right]_{макс.наклон} \approx \left[\frac{\theta^*}{\overline{W}^*_{ст}}\right]_{макс.наклон} \quad \text{для } \theta^* \gg 1.$$

Таблица 3-4

Иллюстративный пример для регенераторов газотурбинной установки

	Рекуперативный	Периодический
Типичные расчетные условия		
1. Эффективность в установившемся состоянии ε, %	75	90,9
2. Число единиц переноса NTU, NTU_0	3,0	10,0
3. Отношение водяных эквивалентов вращающейся насадки (ротора) $W^*_{нас}$	—	10,0
4. Отношение теплоемкостей для стенки, для насадки $\overline{W}^*_{ст}$, $\overline{W}^*_{нас}$	1 500	1 000
5. Отношение сопротивлений холодной и горячей сторон R^*	2/3	2
6. Период вращения ротора θ_r, *сек*	—	2
7. Длительность пребывания для W_x, $\theta_{d,x}$, *сек*	0,1	0,02
Вычисление времени пребывания		
1. $\theta^*/\overline{W}^*_{ст}$ для $\varepsilon^*_{f,2} = 0{,}90$, из рис. 3-3	1,2	—
2. $\theta^*_R/W^*_{нас}$ для $\varepsilon^*_{f,2} = 0{,}90$, из рис. 3-4	—	0,92
3. $\dfrac{\theta^*}{\overline{W}^*_{ст}} - 0{,}40\left[\dfrac{R^*-1}{R^*+1}\right]$, из рис. 3-3, для $\varepsilon^*_{f,1} = 0{,}70$	1,04	—
4. $\dfrac{\theta^*_R}{W^*_{нас}-0{,}6} - 0{,}53\left[\dfrac{R^*-1}{R^*+1}\right]$, из рис. 3-4, для $\varepsilon^*_{f,1} = 0{,}70$	—	2,32
5. $0{,}40\left[\dfrac{R^*-1}{R^*+1}\right]$	—0,08	—
6. $0{,}53\left[\dfrac{R^*-1}{R^*+1}\right]$	—	0,18
7. Время прохождения импульса $\varepsilon^*_{f2} = 0{,}90$	—	—
$\theta^* = \overline{W}^*_{ст}\,(\theta^*/\overline{W}^*_{ст})$	1 800	—
$\theta = \theta_{d,x}\theta^*$, *сек*	180	—

Продолжение табл. 3-4

	Рекуперативный	Периодический
$\theta^*_R = W^*_{нас}$ $(\theta^*_R/W^*_{нас})$	—	9,2
$\theta = \theta_r\theta^*_R$, *сек*	—	18,4
8. Время прохождения импульса $\varepsilon^*_{f1} = 0{,}70$		
$\theta^*/\overline{W}^*_{ст}$	0,96	—
θ, *сек*	144	—
$\theta^*_R/(W^*_{нас} - 0{,}6)$	—	2,50
θ, *сек*	—	47

няемых в газотурбинных установках.

Вполне закономерно считать, что для высокоэффективных теплообменников реакция, характеризуемая ε^*_{f1}, имеет меньшее значение, чем реакция ε^*_{f2}, поскольку изменение температуры, связанное с ε^*_{f1}, пропорционально неэффективности $1-\varepsilon$ установившегося процесса и по величине много меньше изменения температуры, связанного с ε^*_{f2}, которое пропорционально эффективности ε установившегося процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Cima R. M., London A. L., The Transient Response of a Two-fluid Counterflow Heat Exchanger — The Gas Turbine Regenerator, Trans. ASME, vol. 80, p. 1169, 1958.

2. London A. L., Biancardi F. R., Mitchell J. W., The Transient Response of Gas Turbine Plant Heat Exchangers — Regenerators, Intercoolers and Ducting, Trans. ASME, vol. 81, p. 433, 1959.

3. London A. L., Sampsell D. F., McGowan J. G., The Transient Response of Gas Turbine Plant Heat Exchangers— Additional Solutions for Regenerators of the Periodic-flow and Direct Transfer Types, Trans. ASME, vol. 86, p. 127, 1964.

4. Rizika J. W., Thermal Lags in Flowing Incompressible Fluid Systems Containing Heat Capacitors, Trans. ASME, vol. 78, p. 1407, 1956.

5. Locke G. L., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Porous Solids, Stanford University Technical Report, 10, prepared under contract N6-onr-251 Task Order 6 for the Office of Naval Research, June 1, 1950.

6. Coppage J. E., London A. L., Heat Transfer and Friction Characteristics of Porous Media, Chem. Eng. Prog., vol. 52, № 2, 1956.

7. Vickers P., Creswick F. A., General Motors Tech. Center, private communication, July 1958.

8. Howard C. P., U. S. Navy Post Graduate School, private communication, September 1962.

9. Mondt J. R., Vehicular Gas Turbine Periodic-flow Heat Exchanger Solid und Fluid Temperature Distributions, Trans. ASME, vol. 86, p. 121, 1964.

10. Raven F. H., Automatic Control Engineering, p. 345—347, McGraw-Hill Book Company, New York, 1961.

Глава четвертая

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ, ЗАВИСЯЩИХ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

Применяя основные положения теории теплопередачи и гидравлического сопротивления к расчету теплообменников, у которых разность температур теплоносителя и поверхности велика, необходимо принимать во внимание тот факт, что такие физические свойства теплоносителя, как вязкость, теплопроводность и плотность, могут существенно изменяться с температурой.

Изменение свойств с температурой искажает профили скоростей и температуры, в связи с чем возникает проблема выбора определяющей температуры, при которой должны оцениваться значения физических свойств теплоносителя.

Эти проблемы были предметом как аналитических, так и экспериментальных исследований, но тем не менее к моменту написания настоящей работы не было ни четкого соответствия результатов этих исследований, ни исчерпывающих исследований всех технически важных случаев. В этой главе авторы излагают собственные соображения, основанные на изучении как аналитических, так и экспериментальных данных.

Проблемы, связанные с переменными свойствами, существенно отличаются для газов и для жидкостей. Теплопроводность, вязкость и плотность газов сильно изменяются с температурой. С другой стороны, единственным свойством жидкости, существенно зависящим от температуры, является вязкость, но зато вязкость, как правило, изменяется с температурой сильнее, чем любое из свойств газа. В связи с указанным различием эта глава будет разделена на две части: одна часть посвящена газам, другая—жидкостям. В обоих случаях рассматривается характер температурных профилей в конкретных поперечных сечениях. В последнем разделе главы рассмотрено влияние изменения температуры в направлении движения теплоносителя.

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СВОЙСТВ ГАЗА В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ПОТОКА

Влияние изменения физических свойств теплоносителя в данном поперечном сечении обычно можно учесть, используя в расчетах значения определенных или всех физических свойств, взятые при некоторой определяющей температуре, которую выбирают, принимая во внимание температуру стенки и средневзвешенную температуру жидкости (или температуру невозмущенного потока при внешнем обтекании).

Такой подход к оценке изменяющихся свойств газов, если он вообще приемлем, часто сопряжен с определенными неудобствами, когда имеют дело с течением внутри каналов, например в теплообменнике. При течении в канале одним из параметров, о котором имеется более или менее четкое представление, является массовая скорость, или расход теплоносителя. Она является произведением средней скорости и

средней плотности $w\rho$, или, что более важно, она просто равна массовому расходу, деленному на площадь поперечного сечения потока, $w_м/f_с$.

В газовом потоке при изменяющейся температуре плотность изменяется повсеместно, что ведет к изменению средней скорости вдоль трубы. Однако G остается постоянным и однозначно определяется независимо от изменения плотности; поэтому ее очень удобно использовать для определения числа Рейнольдса $4r_г G/\mu$ и числа Стантона $\alpha/Gc_р$. В то же время методы, позволяющие учесть изменение физических свойств теплоносителя с температурой, основанные на использовании определяющей температуры, обычно требуют расчленения G на составляющие w и ρ, с тем чтобы оценить ρ при определяющей температуре. В случае течения в каналах практически приходится иметь дело с двумя различными плотностями, так как необходимо вычислить среднюю плотность для определения средней скорости из уравнения неразрывности. Представляется, что такая схема и неудобна и является источником весьма неопределенных интерпретаций. Конечно, для случаев внешнего обтекания (например, обтекания крыла) неопределенность значительно уменьшается вследствие большой скорости невозмущенного потока, которая совершенно четко определяется независимо от изменений плотности в пограничном слое.

Значительно более простым является подход, основанный на том факте, что соответствующие свойства всех газов изменяются одинаковым образом в зависимости от абсолютной температуры. В этом случае все свойства теплоносителя определяются при средневзвешенной температуре потока, а влияние изменения свойств в данном сечении учитывается безразмерным температурным фактором $(T_{ст}/T_{ср})$. Экспериментальные данные и теоретические соображения показывают, что в большинстве практически важных случаев влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры, может быть выражено в виде степенной функции от $T_{ст}/T_{ср}$:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{ср}} = \left(\frac{T_{ст}}{T_{ср}}\right)^n; \qquad (4\text{-}1)$$

$$\frac{f}{f_{ср}} = \left(\frac{T_{ст}}{T_{ср}}\right)^m. \qquad (4\text{-}2)$$

В этих уравнениях все физические свойства теплоносителей должны быть определены при средневзвешенной температуре. Показатели степени m и n принимают различные значения в зависимости от геометрии поверхности теплообмена и условий движения.

В табл. 4-1 приведены значения показателей степени m и n, полученные на основании обработки авторами имеющихся экспериментальных данных и результатов теоретического анализа.

Можно полагать, что эти данные применимы для интервала отношений абсолютных температур от 0,33 до 3,0 и для абсолютных температур, при которых еще не происходят диссоциация газа и химические реации. Упоминавшиеся опыты проведены главным образом с воздухом, однако для придания результатам большей общности было проведено достаточное количество экспериментов и с другими газами.

Следует иметь в виду, что в табл. 4-1 помещены данные, относящиеся только к течению в трубах круглого сечения. Данные о течении в трубах других сечений несистематичны и недостаточно полны; однако известно, что в случае турбулентного течения геометрия трубы оказывает незначительное влияние. При ламинарном течении форма сечения трубы оказывает, вероятно, некоторое влияние, однако до получения необходимых данных рекомендуется пользоваться результатами для труб круглого сечения.

Все физические свойства в экспериментальных данных, представленных в гл. 10, вычислены при средневзвешенной температуре без введения поправки указанного здесь вида. Так как во всех опытах разность температур стенки и потока была небольшой, указанная поправка

Таблица 4-1

Показатели степени при $T_{ст}/T_{ср}$ для газов

	n	m	Литературный источник	Способ определения
Ламинарный граничный слой у поверхности плоской пластины:				
Нагревание газа	—0,08	—0,08	1	Аналитическое решение
Охлаждение газа	—0,045	—0,045	1	То же
Поперечное обтекание круглой трубы и пучка круглых труб:				
Нагревание газа	0,0	0,0	2	Эксперимент
Охлаждение газа	0,0	0,0	2	»
Полностью стабилизированный ламинарный поток в круглой трубе:				
Нагревание газа	0,0	—	2, 3	»
		+0,45*	1, 7	Аналитическое решение
Охлаждение газа	0,0	—	2, 3	Эксперимент
		+0,30*	1, 7	Аналитическое решение
Полностью стабилизированный турбулентный поток в круглой трубе:				
Нагревание газа	—0,5	—	4, 5, 1	Эксперимент
		—0,1	4, 1	Аналитическое решение
Охлаждение газа	0,0	—	3	Эксперимент
		0,0	1	Аналитическое решение

* Новейшие экспериментальные данные позволяют предполагать, что эти показатели степени могут быть значительно более высокими, достигая 1,35, но нельзя считать это окончательно установленным.

в большинстве случаев была бы незначительной; однако нельзя с уверенностью сказать, что эту поправку не следует вводить при использовании данных для расчета теплообменников с большими разностями температур.

Необходимо заметить, что большинство исследованных поверхностей характеризовалось наличием прерывистых ребер; в этих условиях определяющим был механизм переноса тепла через ламинарный пограничный слой; для поверхностей такой конфигурации влияние свойств потока, зависящих от температуры, очень мало, поскольку m и n близки к нулю. Поэтому можно рекомендовать для всех поверхностей, в которых происходит интенсивное разрушение пограничного слоя, оценивать свойства теплоносителя при средневзвешенном значении температуры, не внося поправку на изменение свойств с температурой.

Влияние свойств, изменяющихся с температурой, становится существенным при движении потока в длинных каналах с гладкими стенками.

Необходимые поправки из табл. 4-1 были внесены во все итоговые результаты, касающиеся характеристик при течении в длинных трубах, представленных в гл. 7. Если аналитические решения, приведенные в гл. 6, применяются к газовому потоку, в них также необходимо ввести соответствующие поправки, указанные в табл. 4-1.

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СВОЙСТВ КАПЕЛЬНЫХ ЖИДКОСТЕЙ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ПОТОКА

Единственным играющим важную роль свойством жидкости, которое заметно меняется с температурой, является вязкость.

Известны два способа учета влияния изменения вязкости: выбор определяющей температуры (усредненная температура пленки) и введение в уравнение, в котором физические свойства определены при средневзвешенной температуре, поправки в виде отношения вязкостей при температуре стенки и средней температуре потока $\mu_{ст}/\mu_{ср}$. Последний способ используется в настоящей работе главным образом потому, что он лучше согласуется с рекомендованной методикой оценки влияния температуры на свойства

газа. Таким образом, поправки можно представить в виде

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{\mathrm{ср}}}=\left(\frac{\mu_{\mathrm{ст}}}{\mu_{\mathrm{ср}}}\right)^{n}; \qquad (4\text{-}3)$$

$$\frac{f}{f_{\mathrm{ср}}}=\left(\frac{\mu_{\mathrm{ст}}}{\mu_{\mathrm{ср}}}\right)^{m}. \qquad (4\text{-}4)$$

Для случая ламинарного течения в круглой трубе расчеты Янга [Л. 6] для участка тепловой стабилизации как при однородном тепловом потоке, так и при постоянной температуре поверхности хорошо описываются уравнением, в котором $n=-0{,}11$ для широкого диапазона отношения вязкостей.

Дейслер [Л. 7] на основе многочисленных расчетов для стабилизированного потока предложил принимать $n=-0{,}14$, и это значение широко использовалось в течение многих лет при обработке опытных данных, полученных как для ламинарного потока в трубах, так и для поперечного обтекания труб. Пока еще не проведены исследования, на основании которых можно было бы сделать обоснованный выбор между этими значениями. Однако во всех случаях различие очень мало и любое из этих значений, вероятно, вполне пригодно для расчета. Из анализа, проведенного Дейслером, известно также значение показателя степени m при коэффициенте сопротивления. Влияние этой поправки весьма существенно; значения $m=0{,}58$ для случая нагревания жидкости и $m=0{,}50$ для охлаждения жидкости определяют удовлетворительное соответствие результатов анализа. Однако экспериментальных данных, подтверждающих это, пока мало.

Для турбулентного течения в круглой трубе Дейслер [Л. 8] вычислил тепловой поток и сопротивление движению в условиях переменной вязкости для широкого диапазона чисел Прандтля. Хотя эти результаты представлены им в форме поправок к определяющей температуре, в табл. 4-2 они приведены в преобразованном виде как показатели степени m и n.

Можно полагать, что для турбулентного течения жидкостей с очень малым числом Прандтля (жидкие металлы) показатели степени будут приближаться к значениям, характерным для ламинарного течения.

Таблица 4-2

Показатели степени при $\mu_{\mathrm{ст}}/\mu_{\mathrm{ср}}$ для жидкостей

Pr	n		m	
	Нагревание	Охлаждение	Нагревание	Охлаждение
Ламинарное течение	—0,11	—0,11	0,58	0,50
1	—0,20	—0,19	0,09	0,12
3	—0,27	—0,21	0,06	0,09
10	—0,36	—0,22	0,03	0,05
30	—0,39	—0,21	0,00	0,03
100	—0,42	—0,20	—0,04	0,01
1 000	—0,46	—0,20	—0,12	—0,02

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СВОЙСТВ ЖИДКОСТИ В НАПРАВЛЕНИИ ЕЕ ДВИЖЕНИЯ

Во многих случаях происходит более существенное изменение температуры (а следовательно, и свойств) вдоль канала в направлении потока, чем в пределах какого-либо одного его поперечного сечения. Анализ типичных случаев для газов показывает, что если отношение значений абсолютной температуры на концах трубы, в которой движется жидкость, не превышает 2 : 1, то при оценке физических свойств потока можно пользоваться средним значением температуры по длине канала. Среднее значение температуры, кроме того, является тем значением, по которому вносят поправку на изменение свойств в поперечном сечении, если это необходимо, как указывалось выше. При изменении температуры в более широких пределах целесообразно разбить теплообменник на несколько участков по длине и оценить среднюю температуру в пределах каждого из них; затем по каждой из этих температур определяются значения физических свойств в пределах каждого участка.

Если требуется получение очень точных результатов, то определение правильного значения средней температуры по длине теплообменника сопряжено с известными трудностя-

ми. Анализ характеристики поверхности с точки зрения теплопередачи не требует такой строгости в этом отношении, как с точки зрения потери напора, которая пропорциональна среднему значению плотности. Однако в большинстве случаев достаточно приблизительной оценки этого влияния.

Простейший случай — противоточный теплообменник с двумя потоками, обладающими одинаковыми водяными эквивалентами; средняя температура в этом случае определяется как среднее арифметическое из значений температуры на входе и выходе. Если один из теплоносителей имеет постоянную температуру, как это имеет место в испарителе или конденсаторе, или если водяной эквивалент одного из потоков значительно больше другого, то изменение температуры другой жидкости будет близко следовать экспоненциальному закону при условии, что коэффициент теплопередачи не изменяется заметно по длине канала. Обозначая через t_{const} постоянную температуру одного из теплоносителей и через t_1 и t_2 — температуру на входе и выходе другого теплоносителя, получим:

$$t_{ср} = t_{const} - \frac{t_2 - t_1}{NTU}. \qquad (4\text{-}5)$$

Там, где коэффициент уменьшается по длине канала, что особенно характерно для ламинарного потока, средняя температура приближается к температуре на выходе теплоносителя; оценка обычно производится подбором, так как точное решение весьма трудоемко.

В перекрестноточных теплообменниках задача существенно усложняется, так как параметры потока в каждой трубке различны. Однако в большинстве случаев приведенные рекомендации способствуют получению удовлетворительных результатов. По меньшей мере они позволяют составить представление о степени влияния изменения свойств теплоносителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kays W. M., A Summary of Experiments and Analysis for Gas Flow Heat Transfer and Friction in Circular Tubes, Tech. Rept, 22, Department of Mechanical Engineering University, June 30, 1954.
2. Kays W. M., Nicoll W. B., Laminar Flow Heat Transfer to a Gas with Large Temperature Differences, Trans. ASME, ser. C, vol. 85, p. 329—338, 1963.
3. Nicoll W. B., Kays W. M., The Influence of Temperature Dependent Properties on Gas Flow Heat Transfer in Circular Tubes, Tech. Rept, 43, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Sept. 1, 1959.
4. Humble L. V., Lowdermilk W. H,. Desmon L. G., Measurement of Heat-transfer and Friction Coefficients for Subsonic Flow of Air in Smooth Tubes at High Surface and Fluid Temperatures, NACA Report, 1020, 1951.
5. McCarthy J. R., Wolf H., The Heat Transfer Characteristics of Gaseous Hydrogen and Helium, Rocketdyne Research Report, RR-60-12, December 1960.
6. Yang K. T., Laminar Forced Convection of Liquids in Tubes with Variable Viscosity, ASME Paper, 61-WA-166,presented at ASME Annual Meeting, November 1961.
7. Deissler R. G., Analytical Investigation of Fully Developed Laminar Flow in Tubes with Heat Transfer with Fluid Properties Variable along the Radius, NACA, TN 2410, July 1951.
8. Deissler R. G., Analysis of Turbulent Heat Transfer, Mass Transfer and Friction in Smooth Tubes at High Prandtl and Schmidt Numbers, NACA, TN 3145, May 1954.

Глава пятая

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОТЕРИ НАПОРА ПРИ ВНЕЗАПНОМ СУЖЕНИИ И РАСШИРЕНИИ

Обычно конструкция компактного теплообменника такова, что происходит сужение потока при входе на поверхность теплообмена и расширение при выходе с нее. Иногда одновременно меняется на 90° направление движения потока, что приводит к дополнительной потере напора. Конструктора практически интересует полная потеря напора в аппарате, включая потери на входе и выходе; поэтому он должен иметь возможность оценить добавочные потери.

Эту задачу пытались разрешить как аналитически, так и экспериментально, что нашло свое отражение в работах Кэйса [Л. 1]. В настоящей главе изложено основное содержание этих работ и приводятся графики, выражающие коэффициенты потери напора на входе K_c и выходе K_e, которые могут быть использованы при расчете теплообменников.

График на рис. 5-1 показывает падение давления на входе, последующее повышение на выходе и изменение давления при движении вдоль поверхности теплообмена.

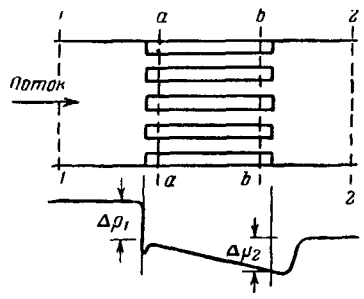


Рис. 5-1. Характер изменения давления в теплообменнике.

Потеря напора на входе определяется двумя обстоятельствами, которые были произвольно разбиты на две группы следующим образом:

1) изменение давления, обусловленное уменьшением свободного сечения, что не сопряжено с сопротивлением трения;

2) потеря напора, связанная с необратимым расширением, происходящим непосредственно после внезапного сужения, и с отрывом пограничного слоя; при этом происходит изменение давления, обусловленное изменением количества движения при перестройке профиля скоростей за местом сужения потока. Хотя основное применение приведенные в настоящей работе данные находят при расчете газовых потоков, происходящее при этом изменение плотности обычно несущественно и поток можно считать несжимаемым. Таким образом, потеря напора на входе может быть выражена следующим образом:

$$\frac{\Delta P_1}{\rho} = \frac{w^2}{2g}(1-\sigma^2) + K_c \frac{w^2}{2g}, \quad (5\text{-}1)$$

где w — скорость в наименьшей трубке (или трубках), т. е. в минимальном свободном сечении теплообменника;

σ — отношение минимального свободного и полного сечений.

Необратимая составляющая потери напора, связанная с внезапным

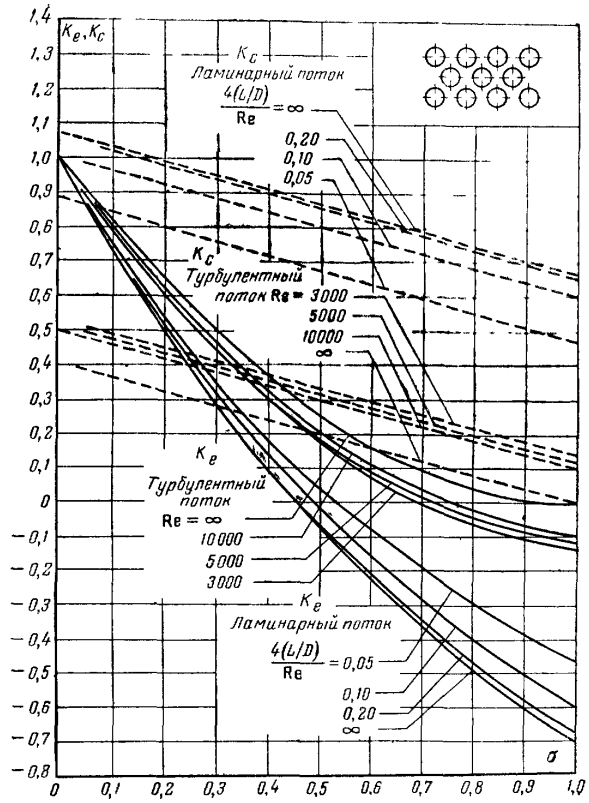


Рис. 5-2 Коэффициенты потери напора на входе в пучок трубок круглого сечения и на выходе из него.

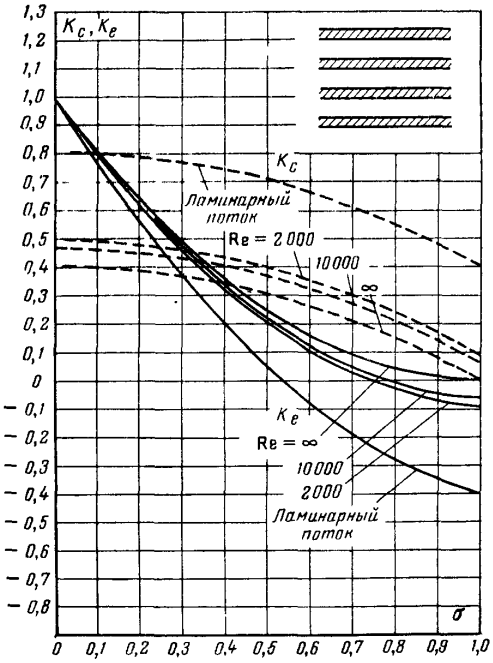


Рис. 5-3 Коэффициенты потери напора для теплообменника, состоящего из нескольких плоских каналов с сужением на входе и расширением на выходе.

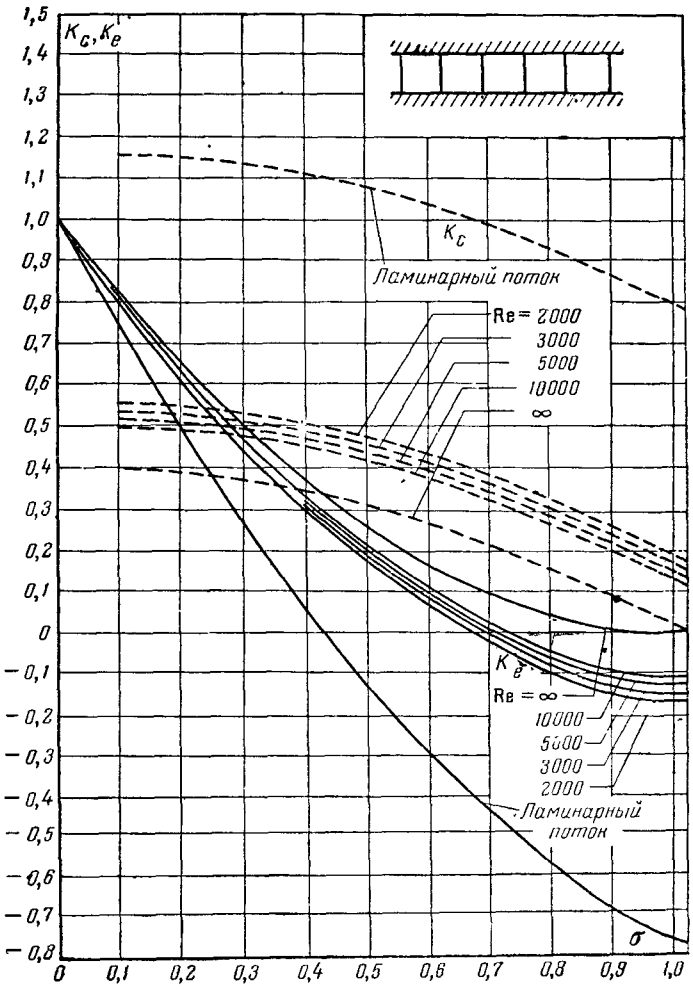


Рис. 5-4. Коэффициенты потери напора на входе в пакет с каналами квадратного сечения и на выходе из него.

Коэффициенты K_c и K_e зависят от геометрических характеристик входа и выхода, а в некоторых случаях от значения критерия Рейнольдса в каналах. Зависимость от критерия Рейнольдса определяется влиянием профиля скоростей на интенсивность обмена количеством движения, что приводит к изменению количества движения на входе и выходе. Коэффициенты K_c и K_e установлены аналитически для ряда простых по конструкции входов и выходов [Л. 1] и графически представлены на рис. 5-2—5-5.

В [Л. 1] содержится достаточно обширный экспериментальный материал, подтверждающий обоснованность значений коэффициентов K_c и K_e, полученных аналитическим путем.

Эти коэффициенты оценены в предположении об однородности скорости в подводящем и отводящем патрубках, а также о полной стабилизации потока в каналах теплообменной поверхности. Такие предположения достаточно обоснованы в связи с тем, что число Рейнольдса в каналах теплообменной поверхности всегда в несколько раз меньше, чем число Рейнольдса в подводящем и отводящем патрубках. Только при низких значениях числа Рейнольдса профиль скоростей оказывает заметное влияние. Используя данные, приведенные в настоящей работе, необходимо помнить что коэффициенты учитывают изменение давления, связанное с изменением профиля скорости. Коэффициент сопротивления, ис-

сужением потока, включена в коэффициент K_c.

Возрастание давления на выходе также связано с двумя обстоятельствами:

1) с изменением площади сечения канала, что не связано с влиянием сопротивления трения по аналогии с составляющей, рассмотренной выше;

2) с потерей напора при необратимом расширении на выходе потока; эта величина должна быть вычтена из первой.

Таким образом,

$$\frac{\Delta P_2}{\rho} = \frac{w^2}{2g}(1-\sigma^2) - K_e\frac{w^2}{2g}, \quad (5\text{-}2)$$

где K_e — коэффициент, учитывающий внезапное расширение потока.

пользованный в уравнении (2-22) для оценки общей потери напора, следует определять на основе среднего значения силы трения, а не по общей потере напора, как это иногда делают. Коэффициенты сопротивления, приведенные в настоящей работе, определены подобным же образом, за исключением специально оговоренных случаев. Это отличие становится особенно значительным, когда оценивается потеря напора при ламинарном движении в каналах.

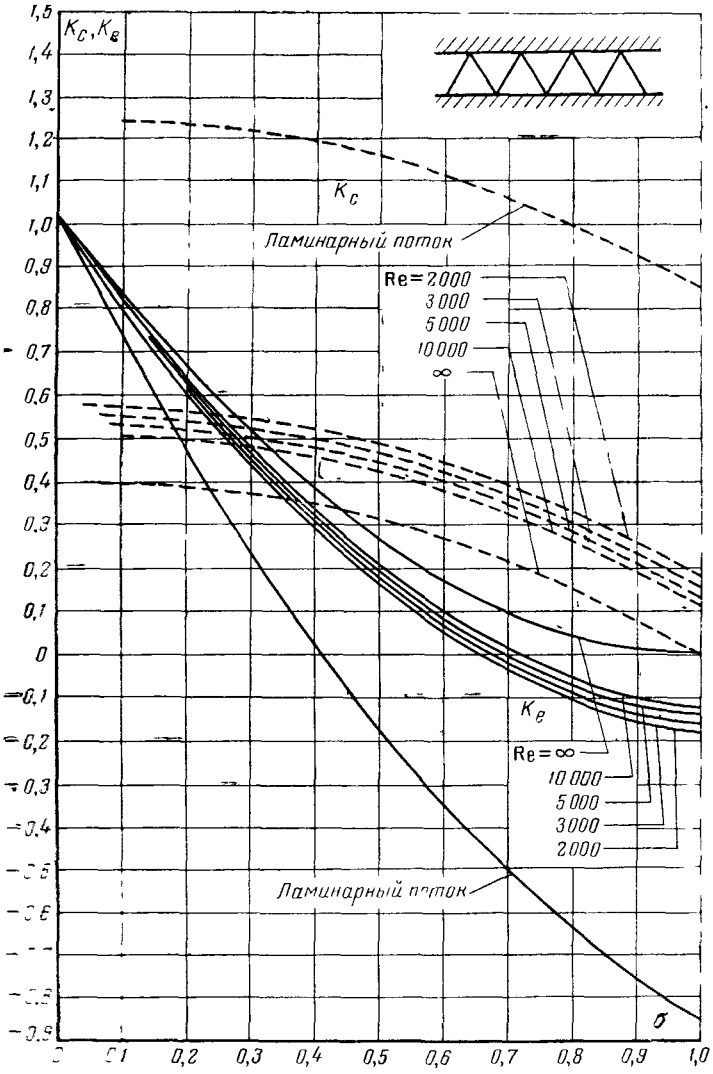


Рис. 5-5 Коэффициенты потери напора на входе в пакет с каналами треугольного сечения и на выходе из него.

Так как значения коэффициентов (рис. 5-2—5-5) даны только для нескольких простейших форм поверхностей, то конструктор, применяя эти данные, должен проявлять известную осмотрительность. В частности, единственным случаем, когда применение приведенных значений K_c и K_e совершенно обоснованно в отношении коротких трубок, является теплообменник, состоящий из пучка круглых трубок. В остальных случаях необходимо, чтобы длина трубок была существенной и обеспечивалась стабилизация потока. В случае неустановившегося профиля скоростей значения коэффициента входа K_c и коэффициента выхода K_e оказываются соответственно ниже и выше тех значений, которые отвечают полностью стабилизированному потоку. Поверхности с прерывистыми ребрами, составляющие большую часть поверхностей, рассмотренных здесь, никогда не обеспечивают полностью сформировавшегося профиля скоростей, свойственного длинным гладким трубам, так как назначением прерывистых ребер является разрушение установившегося профиля скоростей. Для таких поверхностей с очень часто чередующимися ребрами нужно пользоваться кривыми для коэффициентов K_c и K_e, соответствующими $Re=\infty$, и следует заметить, что при $Re=\infty$ все кривые на графиках рис. 5-3—5-5 идентичны. В некоторых случаях и на поверхностях с прерывистыми ребрами может быть частично установившийся профиль скоростей, но в этих об-

стоятельствах конструктор должен полагаться только на свой опыт. Однако следует отметить, что потери напора на входе и выходе для теплообменника с прерывистыми ребрами относительно невелики по сравнению с общей потерей напора, как это видно из расчетных примеров, приведенных в приложении II. Поэтому графики на рис. 5-2—5-3 можно использовать для расчета потерь напора на входе и выходе теплообменника без риска допустить большие ошибки.

При расчете потерь напора в пучках гладких или ребристых трубок нужно считаться с тем, что сужение и расширение потока происходит при движении его через каждый ряд трубок, образующих пучок, и потери, относящиеся к первому и последнему рядам, мало отличаются от потерь, свойственных внутренним рядам. Так как потери в первом и последнем рядах учитываются коэффициентом сопротивления для всего пучка, то K_c и K_e можно считать равными нулю. Это соображение относится также к насадочным поверхностям со сферической и сетчатой насадкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kays W. M., Loss Coefficients for Abrupt Changes in Flow Cross Section with Low Reynolds Number Flow in Single and Multiple Tube Systems, Tech. Rept, 9, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Jan. 1, 1950; Trans. ASME, vol. 72, p. 1067—1074, 1950.

Глава шестая

АНАЛИТИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПОТОКА ВНУТРИ ТРУБ

В этой главе в графической форме представлено значительное число аналитических решений как для ламинарного, так и для турбулентного потоков в гладких трубах различных сечений — круглого, прямоугольного, треугольного и в кольцевом канале, образованном концентрически расположенными трубами. Справедливость большинства решений в достаточной степени подтверждена экспериментально, и, таким образом, везде, где данные перекрываются, не наблюдается существенных расхождений между расчетными и экспериментальными данными гл. 10.

Данные гл. 10 охватывают, главным образом, случаи течения в каналах сложной геометрической конфигурации, для которых не удается получить законченного аналитического решения. При расчете конкретных конструкций, в которых используются длинные гладкие трубы, читателю предлагается изучить сначала решения, приводимые в данной главе, прежде чем попытаться найти соответствующие экспериментальные данные в гл. 10. Следует также отметить, что экспериментальные данные, представленные в гл. 10, в значительной степени ограничены диапазоном чисел Прандтля для газов, в то время как аналитические решения, приводимые здесь, охватывают, за небольшим исключением, весь диапазон значений чисел Прандтля.

Аналитические решения представлены в следующем порядке:

1. Полностью стабилизированные профили скорости и температуры:
   а) ламинарное течение; различная геометрия каналов;
   б) турбулентное течение; трубы круглого сечения и каналы кольцевого сечения, образованные концентрически расположенными круглыми трубами.
2. Зона тепловой стабилизации; полностью стабилизированный профиль скорости:
   а) ламинарное течение; трубы круглого сечения и каналы кольцевого сечения, образованные концентрически расположенными круглыми трубами;
   б) турбулентное течение; трубы круглого сечения.
3. Совмещенная зона тепловой и гидродинамической стабилизации при ламинарном течении; трубы круглого сечения.

Во всех приводимых решениях в качестве определяющего размера в критериях Нуссельта и Рейнольдса принят гидравлический диаметр, определяемый уравнением (1-5).

На рис. 6-1 значения чисел Нуссельта и фактора трения представлены для течений с полностью стабилизированными профилями скорости и полями температуры в трубах различных сечений простой геометрии.

Значения чисел Нуссельта представлены для двух способов подвода тепла, при которых возможен полностью стабилизированный профиль температуры: для случая, когда поддерживается постоянный теп-

ловой поток на единицу длины трубы (постоянная тепловая нагрузка) **H**, и для случая, когда сохраняется постоянная температура поверхности **T**. Результаты для труб треугольного и прямоугольного сечений представлены только для постоянной температуры по периметру трубы. Наконец, представлено решение Рейнольдса [Л. 1] для круглой трубы при постоянной тепловой нагрузке, но при условии изменения теплового потока по периметру по закону косинусов.

На рис. 6-2 и 6-3 приведены соответствующие решения для целого семейства труб прямоугольного сечения [Л. 2]. В этом случае температура стенки по периметру трубы также принята постоянной.

На рис. 6-4 даны значения факторов трения для полностью стабилизированного ламинарного течения в кольцевом канале, образованном концентрически расположенными круглыми трубами, где r^* — отношение радиусов внутренней и наружной труб r_i/r_0. На рис. 6-5 указаны значения чисел Нуссельта для полностью стабилизированного ламинарного течения в кольцевых каналах с постоянной тепловой нагрузкой для внутренней трубы Nu_{ii}, когда тепло подводится только к одной внутренней трубе, и для наружной трубы Nu_{oo}, когда тепло подводится только к наружной трубе [Л. 3]. Представлена также зависимость для поправочных коэффициентов Z_i и Z_o; с помощью этих коэффициентов и чисел Нуссельта, найденных для случая подвода тепла к одной поверхности, можно определить числа Нуссельта на обеих поверхностях для любого отношения тепловых потоков на этих двух поверхностях:

$$\mathrm{Nu}_i = \frac{\mathrm{Nu}_{ii}}{1-(q''_o/q''_i)\,Z_i}; \qquad (6\text{-}1)$$

$$\mathrm{Nu}_o = \frac{\mathrm{Nu}_{oo}}{1-(q''_i/q''_o)\,Z_o}. \qquad (6\text{-}2)$$

Зависимость между числами Нуссельта для внутренней и внешней труб, тепловыми потоками на двух поверхностях и средневзвешенными температурами стенки и жидкости выражается следующим образом:

$$q''_i = \alpha_i (t_i - t_m); \qquad (6\text{-}3)$$

$$q''_o = \alpha_o (t_o - t_m); \qquad (6\text{-}4)$$

$$\mathrm{Nu}_i = \frac{\alpha_i D_r}{\lambda}; \quad \mathrm{Nu}_o = \frac{\alpha_o D_r}{\lambda}, \qquad (6\text{-}5)$$

где t_i — температура на поверхности внутренней трубы, t_o — температура на поверхности внешней трубы и t_m — средневзвешенная температура жидкости. В данном случае тепловой поток считается положительным, когда он направлен от поверхности внутрь жидкости. Тепловой поток на любой поверхности может быть направлен или внутрь жидкости или из жидкости, т. е. быть положительным или отрицательным. Приведенные соотношения и результаты остаются справедливыми как для положительного, так и для отрицательного отношений тепловых потоков.

На рис. 6-6 в графической форме представлено уравнение Кармана — Никурадзе для фактора трения при полностью стабилизированном турбулентном течении в гладкой трубе круглого сечения. Приведены также два упрощенных уравнения, которые могут быть использованы в тех случаях, когда требуется простота алгебраических выкладок. Факторы трения при турбулентном течении в трубах некруглых сечений, не имеющих острых углов, очень мало отличаются от факторов трения для круглых труб.

Характеристика теплообмена для полностью стабилизированного турбулентного течения в трубах круглого сечения с постоянной тепловой нагрузкой по длине показана на рис. 6-7. Эти кривые, вычисленные Леунгом [Л. 4], являются результатом соответствующих аналитических расчетов, основанных на имеющихся наиболее точных данных о турбулентных коэффициентах обмена. При больших числах Прандтля результаты очень хорошо совпадают с расчетами Дейслера [Л. 5], в то время как при малых числах Прандтля они близки к результатам, полученным Слейчером и Трайбусом [Л. 6]. Эти данные на-

ходятся в очень хорошем соответствии с опытными данными для газов.

На рис. 6-8 приведен график отношения числа Нуссельта при постоянной тепловой нагрузке к критерию Нуссельта при постоянной температуре поверхности, построенный на основании расчетов Слейчера и Трайбуса [Л. 6]. Интересно, что разница между этими величинами при турбулентном течении значительна только при малых числах Прандтля.

На рис. 6-9 помещен график зависимости чисел Нуссельта при полностью стабилизированном турбулентном течении между параллельными пластинами, одна из которых изолирована в тепловом отношении при постоянной тепловой нагрузке [Л. 4]. Соответствующие поправочные коэффициенты приведены на рис. 6-10.

Эти данные можно непосредственно использовать для подстановки в уравнения (6-1) или (6-2) при расчете асимметричного нагрева.

На графиках рис. 6-11—6-13, построенных на основе расчетов Леунга [Л. 4], приведены характеристики для полностью стабилизированного турбулентного течения в кольцевом канале, образованном двумя концентрически расположенными трубами круглого сечения с отношением радиусов 0,20 при постоянной тепловой нагрузке. Эти результаты могут быть использованы в уравнениях (6-1) и (6-2) для расчета асимметричного нагрева в кольцевом канале для любого отношения тепловых потоков. Так как и параллельные пластины и концентрически расположенные трубы (только наружная труба) можно отнести к категории каналов кольцевого сечения, представлены необходимые данные для того, чтобы можно было произвести достаточно точную оценку путем интерполяции для любого отношения радиусов труб, образующих кольцевой канал. Для облегчения интерполяции представлены графики на рис. 6-14 и 6-15.

Решения для участка тепловой стабилизации, на котором профиль скоростей уже полностью сформирован, представлены на ряде графиков, начиная с рис. 6-16. Все эти решения предполагают однородность температуры потока во входном сечении при $x=0$, т. е. в точке, где начинается подвод тепла. На рис. 6-16 приведены результаты Селларса, Трайбуса и Клейна [Л. 7] для случая постоянной температуры стенки. Графики как локального значения числа Нуссельта Nu_x, так и среднего по длине трубы значения Nu_m соответствуют ламинарному течению в круглых трубах.

На рис. 6-17 представлены решения для ламинарного течения при постоянной тепловой нагрузке в трубах круглого сечения [Л. 8] и между параллельными пластинами [Л. 3]. Единственной формой выражения числа Нуссельта, которая имеет существенное значение в условиях постоянной тепловой нагрузки, является локальное значение числа Нуссельта. Результаты решения для течения между параллельными пластинами содержат также поправочные коэффициенты, которые позволяют найти решения задачи асимметричного нагрева. Для этого, как и прежде, следует воспользоваться уравнениями (6-1) и (6-2).

Решения для ламинарного течения при постоянной тепловой нагрузке в кольцевом канале, образованном концентрически расположенными круглыми трубами, для двух значений отношения радиусов труб, полученные на основе расчетов Лундберга [Л. 3], представлены на рис. 6-18. И в этом случае приемлемы уравнения (6-1) и (6-2).

На рис. 6-19—6-21 даны расчетные характеристики для участка тепловой стабилизации при турбулентном течении в круглой трубе с постоянной тепловой нагрузкой по длине трубы. Результаты для $Pr=0{,}7$ и 10,0 основаны на расчетах Спэрроу, Холлмэна и Зигеля [Л. 9], а результаты для $Pr=0{,}01$ — на расчетах Кэйса и Николла [Л. 10]. Соответствующие результаты для трубы с постоянной по длине температурой стенки мало отличаются от них.

На графике рис. 6-22 представ-

лены значения факторов трения для участка гидродинамической стабилизации в круглых трубах, основанные на решении, выполненном Ланхааром [Л. 11]. Предполагается, что на входе скорости однородны по сечению (при $x=0$). На графике нанесены три кривые: f_x — локальное значение фактора трения, основанное на локальном значении напряжения сдвига; f — среднее значение фактора на длине, ограниченной значениями $x=0$ и $x=x$ и определенное по средней величине напряжения сдвига на той же длине, и $f_{\text{п}}$ — условное среднее значение фактора трения, установленное по полному перепаду давления на длине от 0 до x на основании уравнения

$$\Delta P = f_{\text{п}} \left[\frac{G^2}{2g}\right] \frac{x}{r_{\text{г}}}. \qquad (6\text{-}6)$$

Фактор трения $f_{\text{п}}$ учитывает потерю напора, связанную с увеличением количества движения в процессе перестройки профиля скоростей. Факторы трения f и $f_{\text{п}}$ взаимно связаны, и каждый из них может быть определен по значению другого, если известно изменение количества движения. Поправочный коэффициент, учитывающий изменение количества движения K_d, представлен на графике рис. 6-22 и может быть использован для оценки количества движения в любом сечении потока; K_d связывает действительное количество движения с тем, которое может быть определено на основании среднего значения скорости,

$$\text{количество движения} = K_d (f_c G) \frac{G}{g\rho}. \qquad (6\text{-}7)$$

На рис. 6-23 приведены графики трех решений для теплоотдачи при ламинарном течении в круглых трубах на участке одновременно происходящих тепловой и гидродинамической стабилизации, т. е. когда на входе в трубу температура и скорость потока однородны по сечению (при $x=0$) [Л. 12]. Эти результаты получены для среды с Pr=0,7 и, таким образом, приложимы к газам. При больших числах Прандтля профиль скорости стабилизируется значительно быстрее, чем профиль температуры, и приведенные выше результаты решения для участка тепловой стабилизации потока с полностью сформировавшимся профилем скоростей дают хорошее приближение к рассматриваемому случаю. При малых числах Прандтля наблюдается обратная картина. Представлены решения, полученные в предположении постоянства разности температур, поскольку они приложимы к противоточным теплообменникам с потоками, имеющими разные водяные эквиваленты. На рис. 6-24 даны средние значения критерия Нуссельта, а на рис. 6-23 — локальные значения.

Были проведены расчеты для участка, на котором одновременно происходит тепловая и гидродинамическая стабилизация турбулентного потока в трубе. Однако, по мнению авторов, такие решения имеют весьма ограниченную область применения и могут привести к ошибкам. Если труба имеет плавный вход, то возникает тенденция к развитию ламинарного пограничного слоя с последующим переходом к турбулентному течению, причем характеристики теплообмена в этом случае совершенно отличны от тех, которые существуют при формировании турбулентного пограничного слоя сразу же у входа в трубу, как это и принимается во всех подобных решениях. Если во входном сечении кромка трубы острая, то это вызывает отрыв пограничного слоя на входном участке и развитие турбулентности, определяющей значительно большую интенсивность теплопередачи на входном участке, чем это следует из решений, основанных на предположении о развитии турбулентного пограничного слоя. В гл. 7 приведены характеристики, основанные на экспериментальных данных для нескольких типов труб, имеющих острую входную кромку; можно полагать, что эти данные гораздо точнее и полезнее при расчете теплообменинков, чем имеющиеся аналитические решения.

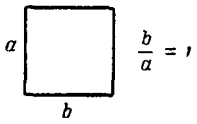
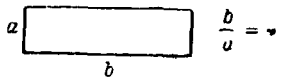
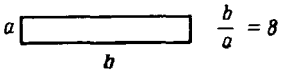
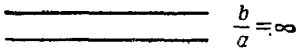
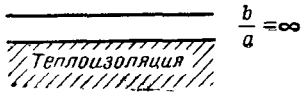
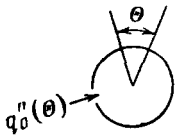
	Nu_H	Nu_T	fRe	$\frac{Nu_H}{Nu_T}$	$\frac{St_H Pr}{f}$
	3,00	2,35	13,33	1,28	0,225
	3,63	2,89	14,2	1,26	0,256
	4,364	3,66	16	1,19	0,273
	5,35	4,65	18,3	1,15	0,292
	6,5	5,95	20,5	1,09	0,316
	8,235	7,54	24	1,09	0,342
	5,385	4,86	24	1,10	0,224
	Если $q''_0(\theta) = q''_a(1 + b\cos\theta)$ $Nu_H(\theta) = \frac{(1 + b\cos\theta)}{\left(\frac{11}{48} + \frac{b}{2}\cos\theta\right)}$				

Рис. 6-1. Решения для теплоотдачи и сопротивления трения при ламинарном течении с полностью стабилизированными профилями скорости и температуры.

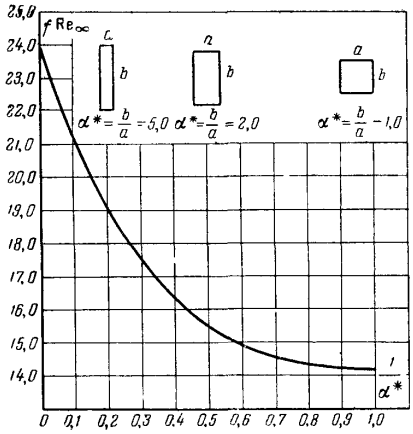


Рис. 6-2. Фактор трения для полностью стабилизированного ламинарного течения в трубах прямоугольного сечения

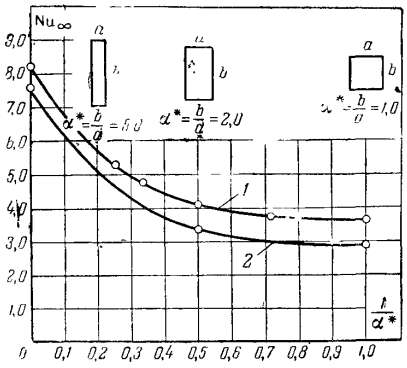


Рис. 6-3. Значения критерия Нуссельта при ламинарном течении в трубах прямоугольного сечения с полностью стабилизированными профилями скорости и температуры.
1 — при постоянной тепловой нагрузке или постоянной разности температур; *2* — при постоянной температуре стенки.

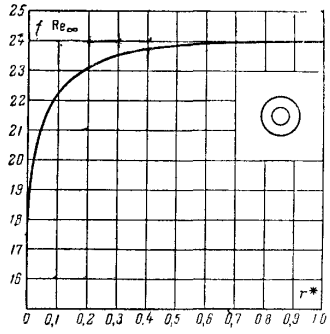


Рис. 6-4. Фактор трения для полностью стабилизированного ламинарного течения в кольцевом канале.

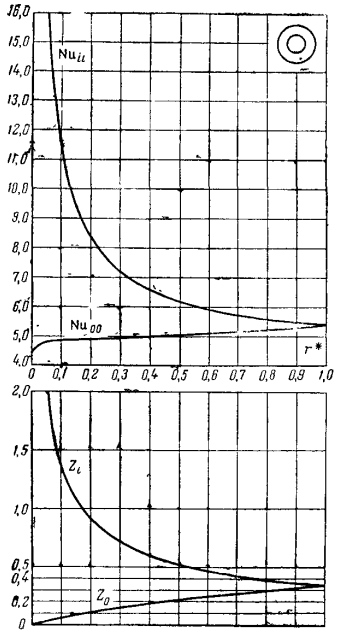


Рис. 6-5. Значения критерия Нуссельта и поправочных коэффициентов при ламинарном течении в кольцевом канале, постоянной тепловой нагрузке по длине трубы и полностью развитых профилях скорости и температуры.

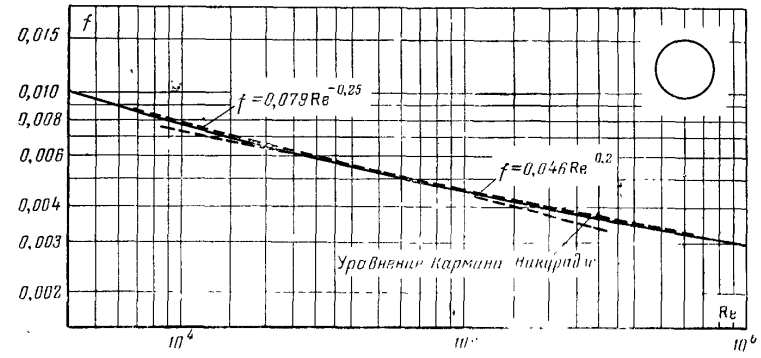


Рис. 6-6. Факторы трения для полностью стабилизированного турбулентного течения в трубах; при турбулентном течении факторы трения для каналов прямоугольного и кольцевого сечений не отличаются существенно друг от друга.

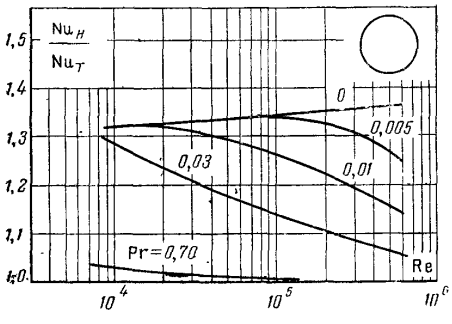


Рис. 6-8. Отношение критерия Нуссельта при постоянной тепловой нагрузке к критерию Нуссельта при постоянной температуре поверхности для полностью стабилизированного турбулентного течения в трубе круглого сечения.

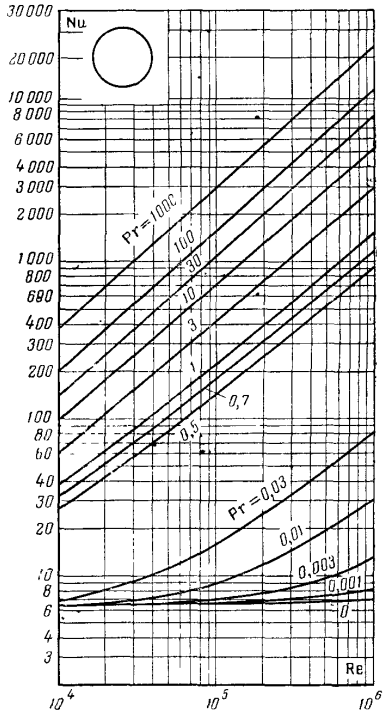


Рис. 6-7. Значения критерия Нуссельта при турбулентном течении в трубе круглого сечения с постоянной тепловой нагрузкой по длине трубы и полностью стабилизированными профилями скорости и температуры.

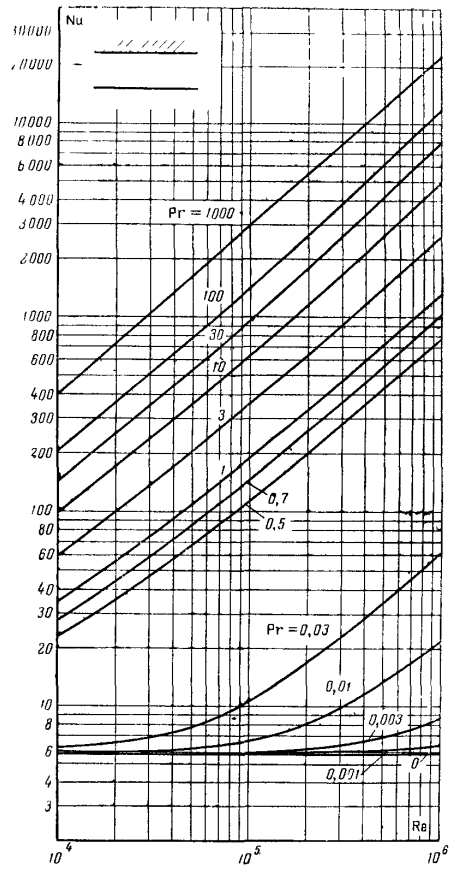


Рис. 6-9 Значения критерия Нуссельта при турбулентном течении между параллельными пластинами, одна из которых имеет тепловую изоляцию, при постоянной тепловой нагрузке по длине канала и полностью стабилизированных профилях скорости и температуры.

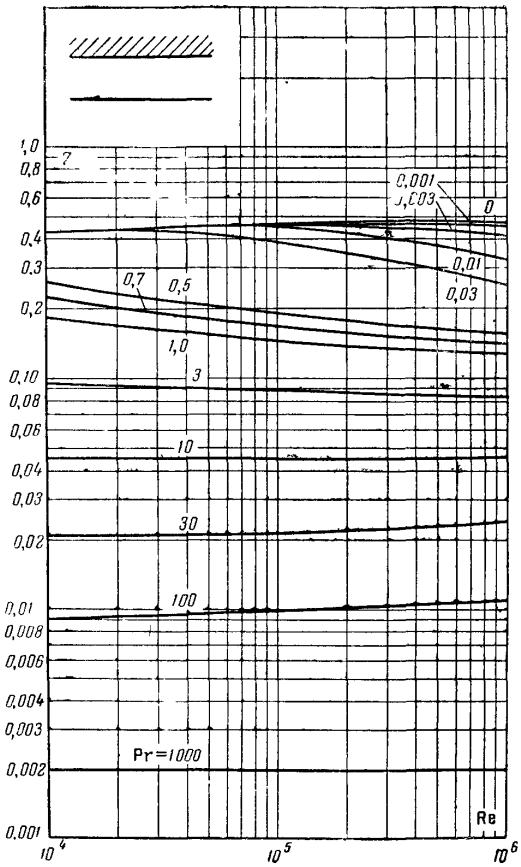


Рис. 6-10 Поправочные коэффициенты для расчета асимметричного нагрева при турбулентном течении между параллельными пластинами, постоянной тепловой иагрузке по длине канала и полностью стабилизированных профилях скорости и температуры.

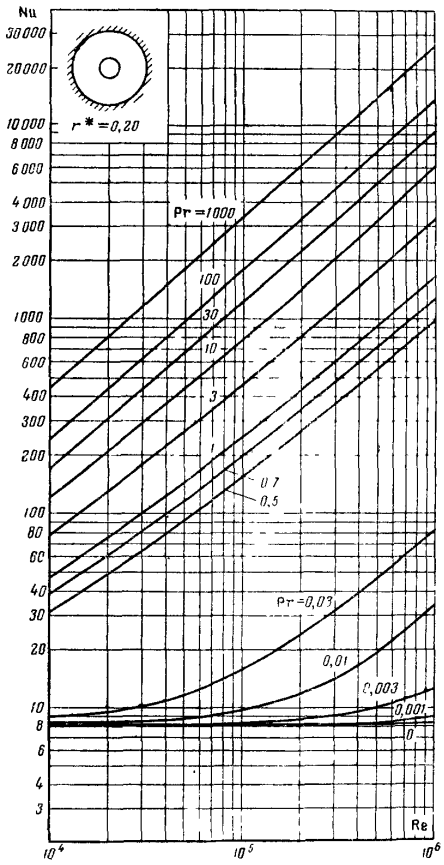


Рис. 6-11. Значения критерия Нуссельта при турбулентном течении в кольцевом канале с отношением радиусов внутренней и внешней труб, равным 0,20, теплоизолированной стенкой внешней трубы, постоянной тепловой нагрузкой по длине трубы и полностью стабилизированными профилями скорости и температуры.

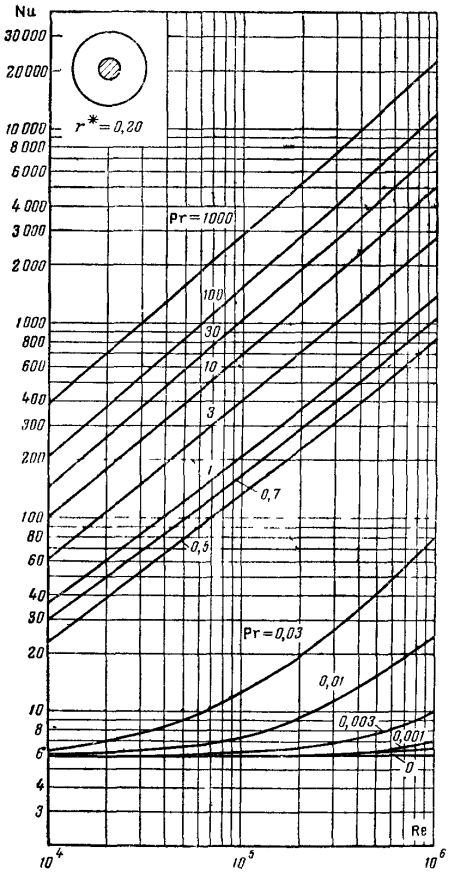


Рис. 6-12. Значения критерия Нуссельта при турбулентном течении в кольцевом канале с отношением радиусов 0,20, теплоизолированной стенкой внутренней трубы, постоянной тепловой нагрузкой по длине трубы и полностью стабилизированными профилями скорости и температуры.

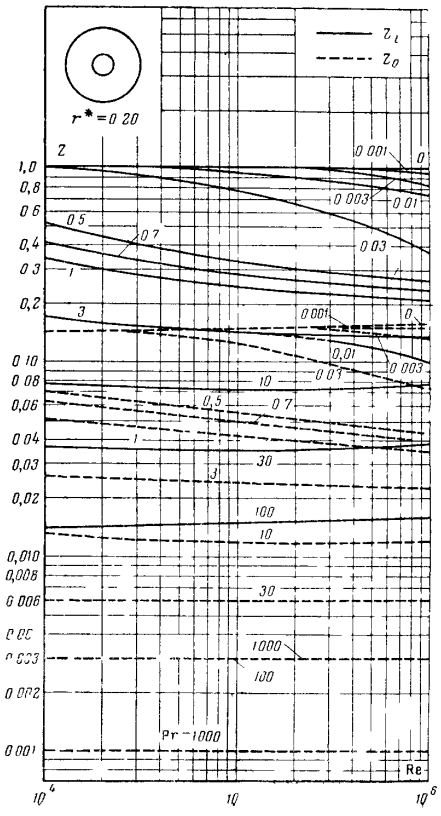


Рис 6-13 Поправочные коэффициенты для расчета асимметричного нагрева при турбулентном течении в кольцевом канале с отношением радиусов 0,20, постоянной тепловой нагрузкой по длине трубы и полностью стабилизированными профилями скорости и температуры.

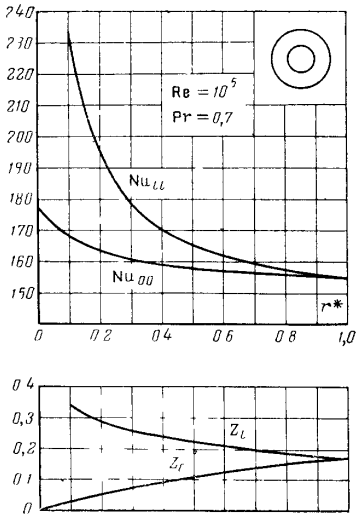


Рис 6-14 Влияние отношения радиусов внутренней и внешней труб на значения критерия Нуссельта и поправочных коэффициентов при турбулентном течении в кольцевом канале, постоянной тепловой нагрузке и полностью стабилизированных профилях скорости и температуры, Re=100 000, Pr=0,7

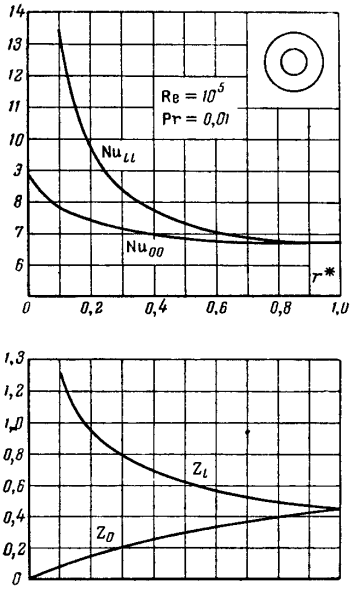


Рис 6-15 Влияние отношения радиусов внутренней и внешней труб на значения критерия Нуссельта и поправочных коэффициентов при турбулентном течении в кольцевом канале, постоянной тепловой нагрузке и полностью стабилизированных профилях скорости и температуры, Re= =100 000, Pr=0,01

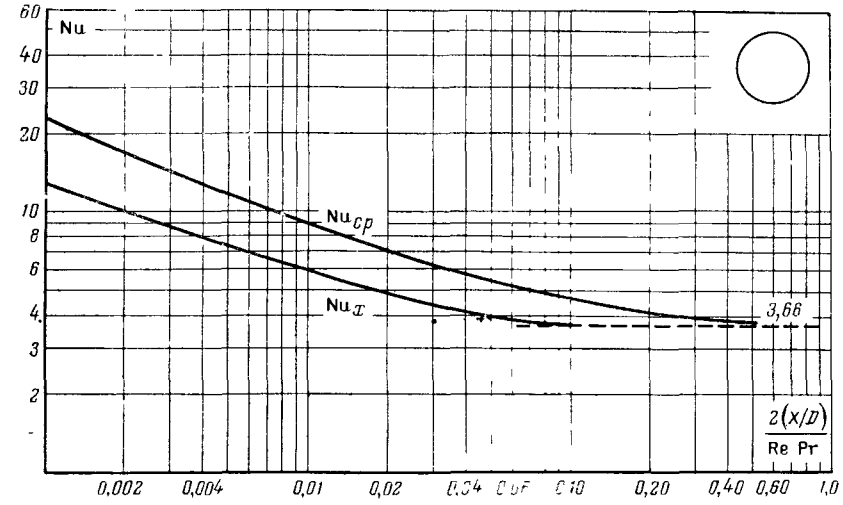


Рис. 6-16. Значения критерия Нуссельта на участке тепловой стабилизации при ламиларном течении в трубе круглого сечения с постоянной температурой поверхности и полиостью стабилизированным профилем скоростей.

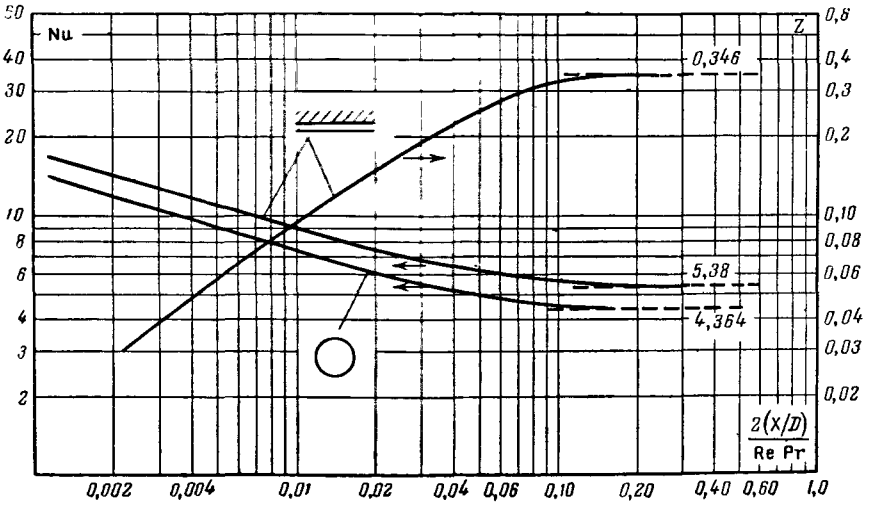


Рис. 6-17. Локальные значения критерия Нуссельта иа участке тепловой стабилизации и поправочные коэффициенты при ламинарном течении в трубе круглого сечения и течении между параллельными пластинами, одна из которых теплоизолирована, постоянной тепловой нагрузке и полностью стабилизированных профилях скорости.

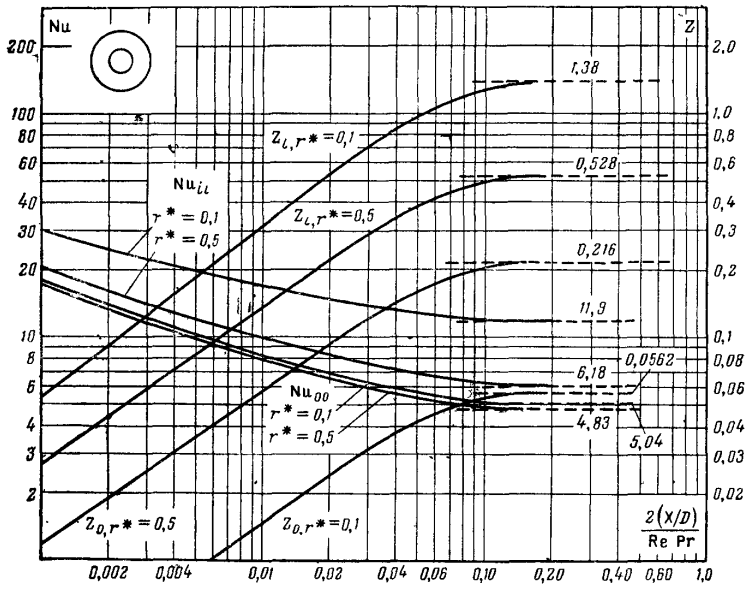


Рис. 6-18. Локальные значения критерия Нуссельта на участке тепловой стабилизации и поправочные коэффициенты при ламинарном течении в кольцевом канале, постоянной тепловой нагрузке и полностью стабилизированных профилях скорости.

Рис. 6-19. Влияние критерия Рейнольдса на локальные значения критерия Нуссельта для участка тепловой стабилизации при турбулентном течении в трубе круглого сечения с постоянной тепловой нагрузкой и полностью стабилизированным профилями скорости; Pr=0,7.

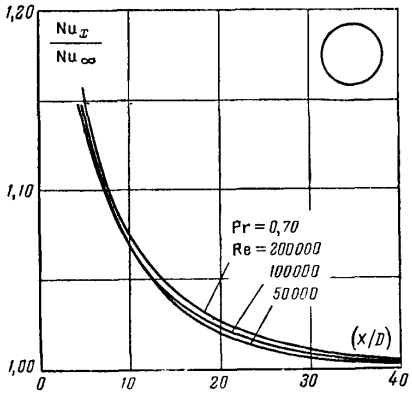
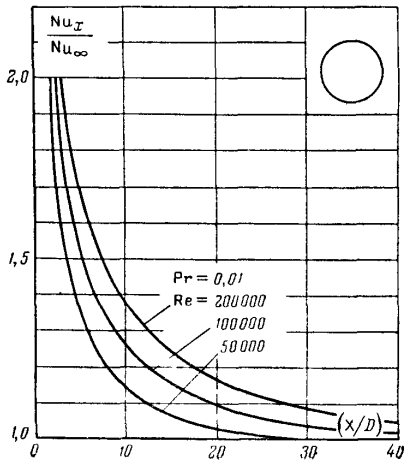


Рис. 6-20. Влияние критерия Рейнольдса на локальные значения критерия Нуссельта для участка тепловой стабилизации при турбулентном течении в трубе круглого сечения с постоянной тепловой нагрузкой и полностью стабилизированными профилями скорости; Pr=0,01.



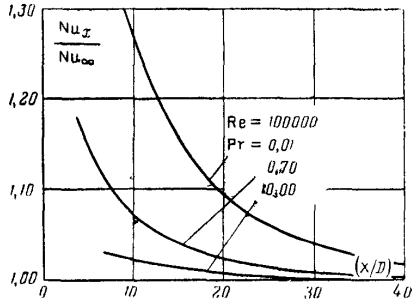
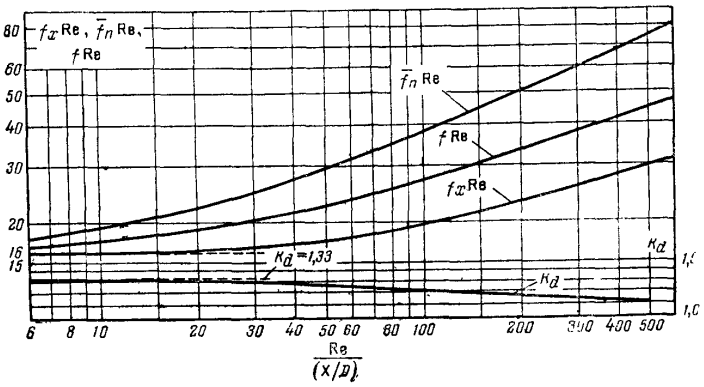


Рис. 6-21. Влияние критерия Прандтля на локальные значения критерия Нуссельта на участке тепловой стабилизации при турбулентном течении в трубе круглого сечения, постоянной тепловой нагрузке и полностью стабилизированных профилях скорости; Re=100 000.

Рис. 6-22. Значения локального, среднего и условного среднего факторов трения при ламинарном течении на участке гидродинамической стабилизации трубы круглого сечения. Указаны также поправочные коэффициенты для количества движения потока на участке гидродинамической стабилизации.



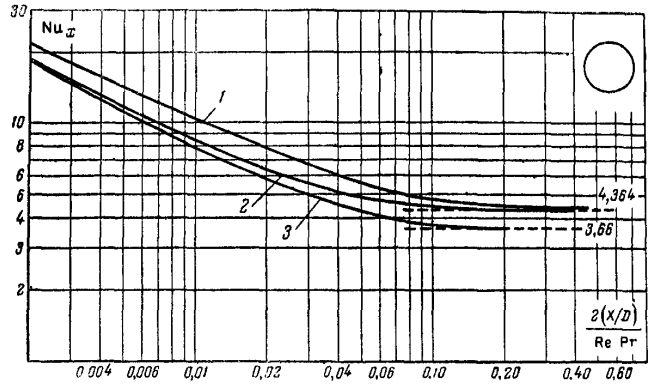


Рис. 6-23. Значения локальных критериев Нуссельта на участке гидродинамической и тепловой стабилизации трубы круглого сечения; Pr=0,7.
1 — при постоянной тепловой нагрузке; *2* — при постоянной разности температур; *3* — при постоянной температуре поверхности.

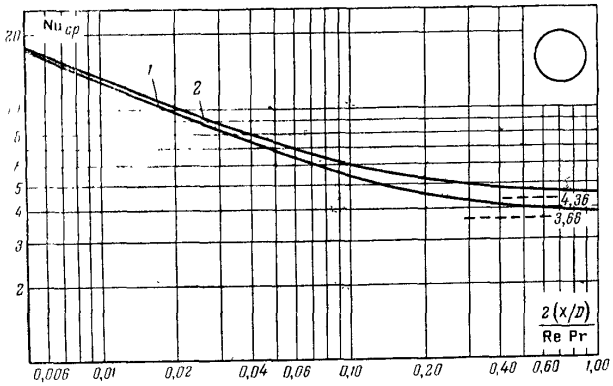


Рис. 6-24. Средние значения критерия Нуссельта на участке тепловой и гидродинамической стабилизации трубы круглого сечения; Pr=0,7.
1 — при постоянной температуре поверхности; *2* — при постоянной разности температур.

ЛИТЕРАТУРА

1. Reynolds W. C., Heat Transfer to Fully Developed Laminar Flow in a Circular Tube with Arbitrary Circumferential Heat Flux, Trans. ASME, vol. 82, ser. C, p. 108, 1960.

2. Clark S. H., Kays W. M., Laminar-flow Forced Convection in Rectangular Tubes, Trans. ASME, vol. 75, p. 859—866, 1953.

3. Lundberg R. E., Reynolds W. C., Kays W. M., Heat Transfer with Laminar Flow in Concentric Annuli with Constant and Variable Wall Temperature and Heat Flux, Report № AHT-2, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Sept. 1, 1961.

4. Leung E. D., Reynolds W. C., Kays W. M., Heat Transfer with Turbulent Flow in Concentric and Eccentric Annuli with Constant and Variable Heat Flux, Rept, AHT-4, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Apr. 15, 1962.

5. Deissler R., Analysis of Turbulent Heat Transfer, Mass Transfer and Friction in Smooth Tubes at High Prandtl and Schmidt Numbers, NACA, TN 3145, May 1954.

6. Sleicher C. A., Tribus M., Heat Transfer in a Pipe with Turbulent Flow and Arbitrary Wall-temperature Distribution, p. 59—78, Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, 1956.

7. Sellars J. R., Tribus M., Klein J. S., Heat Transfer to Laminar Flow in a Round Tube or Flat Conduit — The Graetz Problem Extended, Trans. ASME, vol. 78, p. 441—448, 1956.

8. Siegel R., Sparrow E. M., Hallman T. M., Steady Laminar Heat Transfer in a Circular Tube with Prescribed Wall Heat Flux, Appl. Sci. Res. Sec. A, vol. 7, p. 386, 1958.

9. Sparrow E. M., Hallman T. M., Siegel R., Turbulent Heat Transfer in the Thermal Entrance Region if a Pipe with Uniform Heat Flux, Appl. Sci. Res. Sec. A. vol. 7, p. 37, 1957.

10. Kays W. M., Nicoll W. B., The Influence of Non-uniform Heat Flux on the Convection Conductances in a Nuclear Reactor, Tech. Rept, 33, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Nov. 1, 1957.

11. Langhaar H. L., Steady Flow in the Transition Length of a Straight Tube, J. Appl. Mech., June 1942.

12. Kays W. M., Numerical Solutions for Laminar Flow Heat Transfer in Circular Tubes, Trans. ASME, vol. 77, p. 1265, 1955.

Глава седьмая

СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПРОСТОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ, ОСНОВАННЫЕ НА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В ходе экспериментальной работы, приведшей к результатам, обобщенным в гл. 10, была установлена возможность получения в общем виде основных зависимостей, характеризующих теплоотдачу и гидравлическое сопротивление некоторых поверхностей сравнительно простой формы. Более того, для случаев движения потока внутри труб круглого и прямоугольного сечений получены аналитические решения. Таким образом, продуманно комбинируя аналитические решения с обобщением экспериментальных данных, можно с достаточной полнотой охарактеризовать теплоотдачу и сопротивление при течении газа внутри труб круглого и прямоугольного сечений при наличии внезапных сужений на входе, включая влияние длины трубы, способ подвода тепла и изменение свойств жидкости, зависящих от температуры. Кроме того, на основе большого количества экспериментальных данных, полученных при поперечном обтекании шахматных пучков круглых труб, возможно обобщенное представление зависимостей для поверхностей с такой геометрией, которые применимы к шахматным пучкам с геометрическими характеристиками, отличными от исследованных.

Большое количество данных получено исследователями для трех наиболее характерных типов насадочных поверхностей, которые могут быть использованы в теплообменниках периодического действия. Результаты обработки экспериментальных данных для сетчатых насадочных поверхностей с беспорядочным переплетением, поверхностей со сферической насадкой и насадочных поверхностей, состоящих из треугольных труб, приведены в данной главе, а не в гл. 10, так как каждый график представляет определенный класс геометрических поверхностей, а кривые являются интерпретацией работы различных экспериментаторов. Экспериментальные данные, содержащиеся в гл. 10, представляют непосредственные результаты какой-то одной серии испытаний поверхности определенной геометрии, и за небольшим исключением, отображают фактические экспериментальные точки.

Учитывая специфические особенности данных, помещенных в гл. 10, рекомендуется использовать для расчета теплоотдачи и потери напора при течении газа в трубах круглого и прямоугольного сечений обобщающие графики, представленные в настоящей главе; исключением могут быть поверхности, совершенно идентичные исследованным; графики учитывают соотношение длины и диаметра, а также тип входа. Даже и в этих случаях, когда экспериментальные данные используются для расчетов теплоотдачи и сопротивления при движении в длинных трубах, необходимо вводить дополнительную поправку,

учитывающую влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры. Почти все опытные данные получены при постоянной температуре стенки; поэтому в тех случаях, когда температура стенки изменяется по длине, характеристики теплообменных поверхностей также несколько изменяются (см. рис. 10-22). Все эти замечания несущественны для поверхностей с большим числом турбулизирующих элементов, но приобретают важное значение при течении в длинных гладких трубах. При поперечном обтекании шахматных пучков круглых труб рекомендуется пользоваться данными, приведенными в гл. 10 для расчета пучков, идентичных исследованным; использование обобщенных характеристик, помещенных в настоящей главе, целесообразно в отношении пучков, геометрия которых отличается от исследованных.

Однако, если даже используются прямые результаты из гл. 10, в них необходимо внести поправку на число рядов в трубном пучке, найденную по рис. 7-7. Единственными экспериментальными данными для насадочных поверхностей, представленными в гл. 10, являются данные о течении через решетчатые насадки. Другие данные для насадочных поверхностей в гл. 10 не приведены; все обобщающие кривые для таких поверхностей представлены в настоящей главе.

На графике рис. 7-1 показаны обобщенные результаты теоретических и экспериментальных исследований при течении газа в круглых трубах в области умеренных чисел Рейнольдса.

Кривые для ламинарного течения построены по данным гл. 6 для условий, когда имеется участок тепловой и гидродинамической стабилизации; экспериментально установлено, что они применимы даже при резком сужении потока на входе в трубу. Данные для турбулентного течения получены в результате сопоставления и обработки большого количества экспериментальных данных, включая интересные данные, полученные Белтером, Янгом и Иверном [Л. 1] для участка стабилизации потока в трубе при резком его сужении на входе. Все значения критерия Стантона осреднены по длине трубы и поэтому могут непосредственно использоваться при расчетах теплообменника по методике, рассмотренной в гл. 2. Данные, соответствующие переходной области в диапазоне чисел Рейнольдса от 2 500 до 10 000, характеризуются значительной неопределенностью. Для отдельной трубки эти данные могут и не иметь ценности; представленные здесь кривые характеризуют типичную картину течения в пучке, состоящем из большого числа параллельных трубок, на входе в которые происходит резкое сужение потока, что является типичным для большинства теплообменников с поверхностью, образованной круглыми трубами. Некоторые типичные данные, полученные непосредственно из опыта, показаны на рис. 10-1; однако переходная область на рис. 7-1 построена не только на основе данных рис. 10-1, но также на основе результатов, полученных и другими исследователями [Л. 2]. Как правило, при проектировании теплообменной аппаратуры следует избегать переходной области, однако для компактных теплообменников наибольший интерес представляет область чисел Рейнольдса от 500 до 15 000; поэтому обойтись без этой области довольно трудно. Даже в том случае, когда расчетное значение числа Рейнольдса равно 10 000, теплообменник при частичной нагрузке может работать в переходной области. Этими кривыми не следует пользоваться при числах Прандтля, выходящих за пределы, характерные для газов.

В основе графиков на рис. 7-2—7-4 лежат по большей части такого же рода сведения, как и использованные при построении графиков на рис. 7-1, хотя теоретические данные для участка одновременной гидродинамической и тепловой стабилизации при ламинарном течении менее полные. Принимается, что трубы прямоугольного сечения образованы ребрами, разделяющими

пространство между плоскими пластинами, как это имеет место в пластинчато-ребристом теплообменнике, и, таким образом, внезапное сужение потока имеет по существу двухмерный, а не трехмерный осесимметричный характер, как это бывает в трубах круглого сечения. В результате этого влияние входного участка при турбулентном течении гораздо менее заметно. Интересная особенность труб прямоугольного сечения с большим отношением сторон состоит в том, что «уклон» переходной области менее заметен, чем для труб других сечений; поэтому при расчете таких теплообменников для работы в этой области неопределенностей гораздо меньше. Другая особенность, доставляющая больше беспокойства, состоит в том, что если каналы прямоугольного сечения образованы тонкими ребрами, размещенными между пластинами, то даже небольшая неравномерность в расположении ребер может привлечь за собой существенное уменьшение общей эффективности передачи тепла всей поверхностью теплообмена. Это объясняется тем, что вследствие более высокого гидравлического сопротивления каналов меньшего размера происходит неравномерное распределение потока между этими каналами. Такое же влияние оказывает искривление ребер. Данные, полученные непосредственно из опытов, для подавляющего большинства гладких пластинчато-ребристых поверхностей, в которых форма сечения каналов близка к прямоугольной, можно найти в гл. 10; сравнение этих данных с кривыми на рис. 7-2—7-4 поможет составить представление о виде характеристик, которых можно ожидать от выпускаемых стандартных поверхностей теплообмена с гладкими ребрами. Эти кривые не следует использовать при числах Прандтля, выходящих за пределы значений, характерных для газов.

Соотношения, характеризующие теплоотдачу и гидравлическое сопротивление при поперечном обтекании пучков труб круглого сечения, представлены на рис. 7-5—7-7. Эти соотношения получены исключительно в результате обработки опытных данных, помещенных в гл. 10, и могут быть использованы для интерполяции, так как сами опытные данные, вероятно, более точны для исследованных компоновок труб. Данные, характеризующие теплоотдачу и гидравлическое сопротивление в трубных пучках, могут быть использованы в области умеренно высоких чисел Прандтля, хотя данные, на основе которых построены кривые, получены из опытов с воздухом. На рис. 7-7 показано влияние числа рядов труб в пучке.

Соотношения, показанные на рис. 7-5 и 7-6, получены в предположении, что трубный пучок имеет неограниченную длину; то же самое относится и к большинству экспериментальных данных в гл. 10. Поэтому рис. 7-7 следует использовать как с соотношениями, приведенными в настоящей главе, так и с экспериментальными данными гл. 10. Рисунок 7-7 следует также использовать с рис. 10-90—10-92 для внесения поправок в данные для решетчатых насадочных поверхностей.

Остальные графики в этой главе относятся к поверхностям, которые потенциально могут быть использованы в качестве насадок в теплообменниках периодического действия. На рис. 7-8 и 7-9 приведены соотношения, полученные путем обработки экспериментальных данных при течении через сетчатые матрицы с беспорядочным размещением отдельных элементов и различной пористостью насадки. Эти соотношения не включают опытных данных, помещенных в гл. 10, так как каждая кривая построена по результатам испытаний насадки из проволочных сеток при низких значениях числа Рейнольдса, а решетчатой насадки из стержней — при высоких значениях числа Рейнольдса [Л. 3]. Считают, что эти соотношения справедливы, однако кривые не представляют непосредственных характеристик, какой-либо определенной сетчатой насадки. Возможность применения этих данных для условий, когда числа Прандтля выходят за

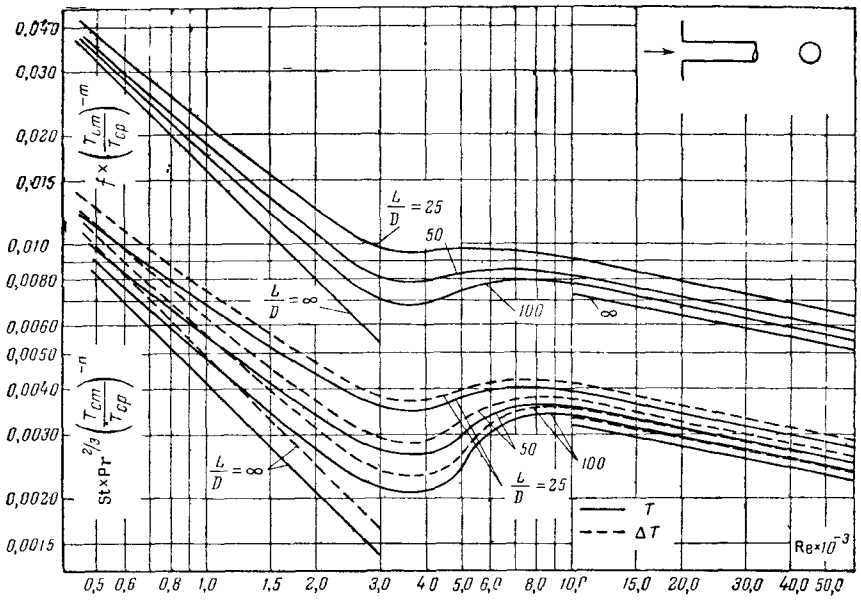


Рис. 7-1. Движение газа в круглых трубах при резком сужении на входе; данные аналитических расчетов и экспериментальных работ.

	Re<2 000		Re>10 000	
	Нагревание	Охлаждение	Нагревание	Охлаждение
m	1,35	1,35	—0,10	0,0
n	0,0	0,0	—0,50	0,0

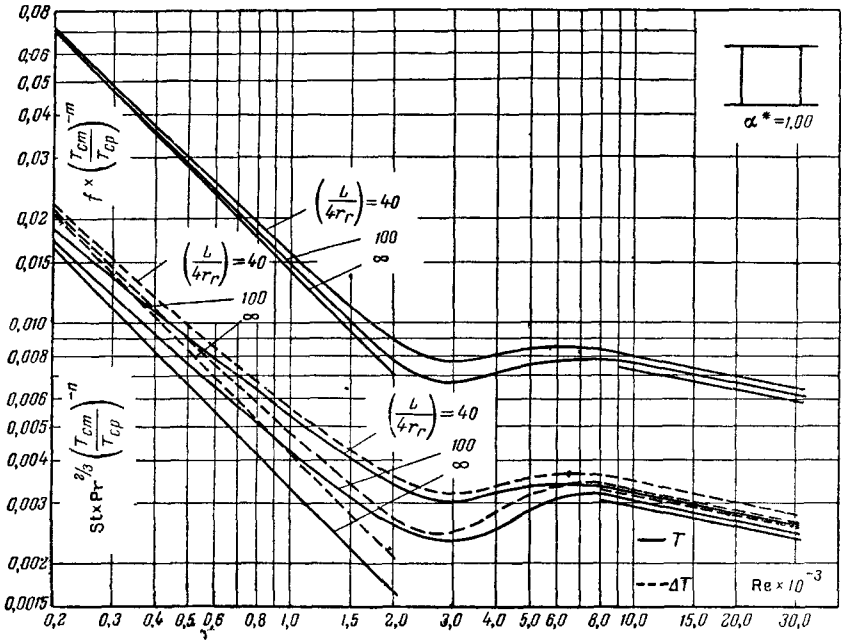


Рис. 7-2. Движение газа в каналах прямоугольного сечения при резком сужении иа входе; данные аналитических расчетов и экспериментальных работ.

	Re<2 000		Re>10 000	
	Нагревание	Охлаждение	Нагревание	Охлаждение
m	1,35	1,35	—0,10	0,0
n	0,0	0,0	—0,50	0,0

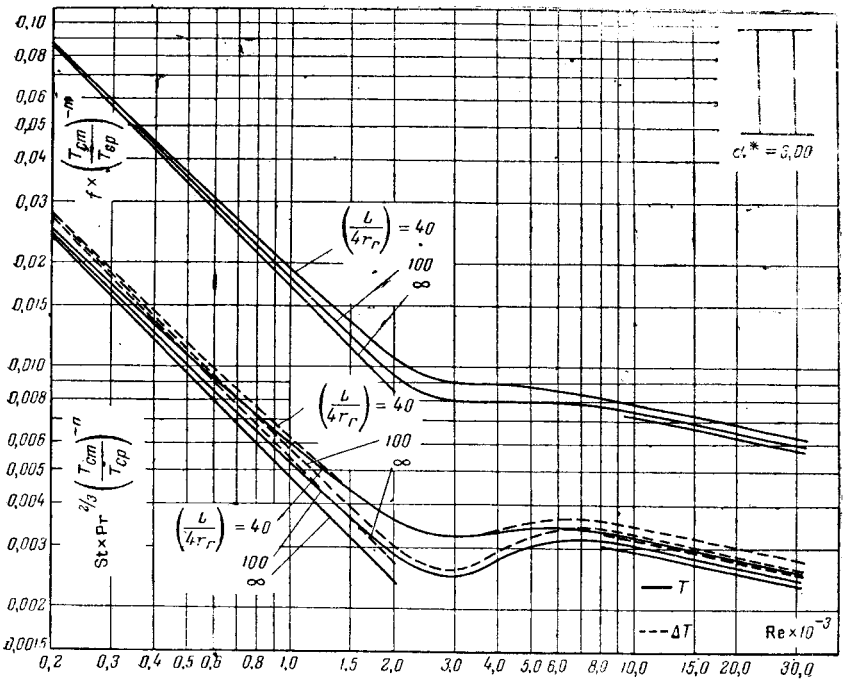


Рис. 7-3. Движение газа в каналах прямоугольного сечения при резком сужении на входе.

	Re<2 000		Re>10 000	
	Нагревание	Охлаждение	Нагревание	Охлаждение
m	1,35	1,35	—0,10	0,0
n	0,0	0,0	—0,50	0,0

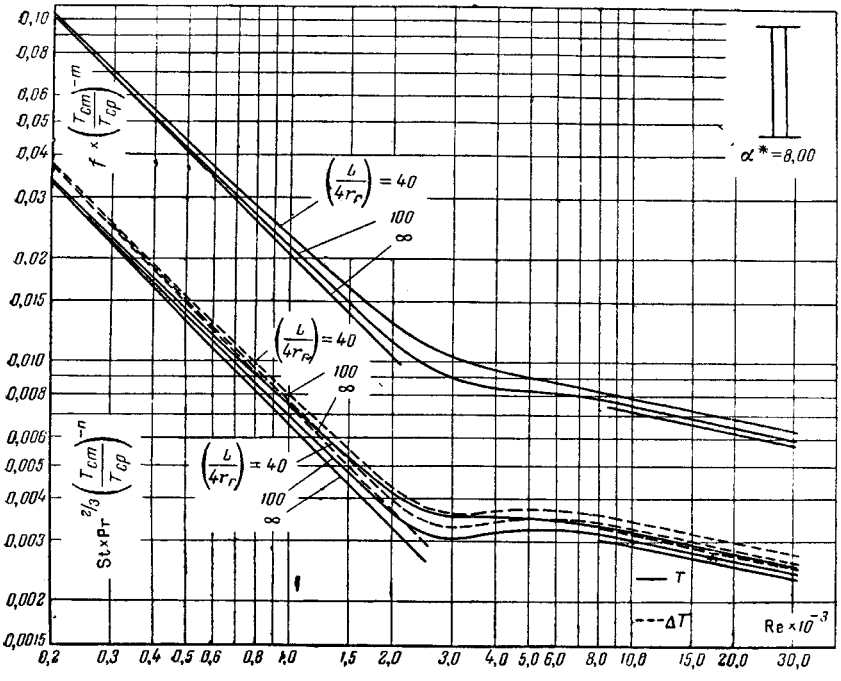


Рис. 7-4. Движение газа в каналах прямоугольного сечения при резком сужении на входе.

	Re<2 000		Re>10 000	
	Нагревание	Охлаждение	Нагревание	Охлаждение
m	1,35	1,35	—0,10	0,0
n	0,0	0,0	—0,50	0,0

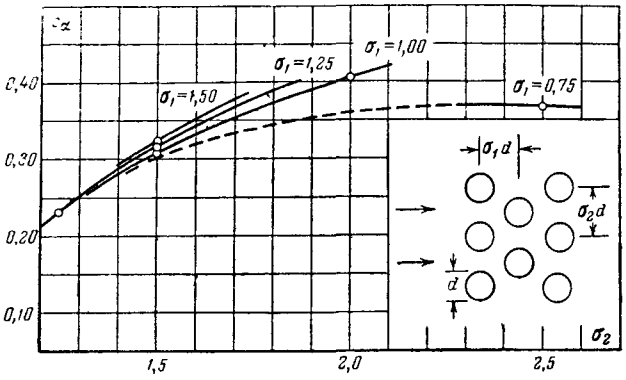


Рис. 7-5. Приближенное значение поправочного коэффициента при поперечном обтекании бесконечных шахматных пучков круглых труб. $St\,Pr^{2/3}= Re^{-0,4}$;

$300<Re<15\,000$.

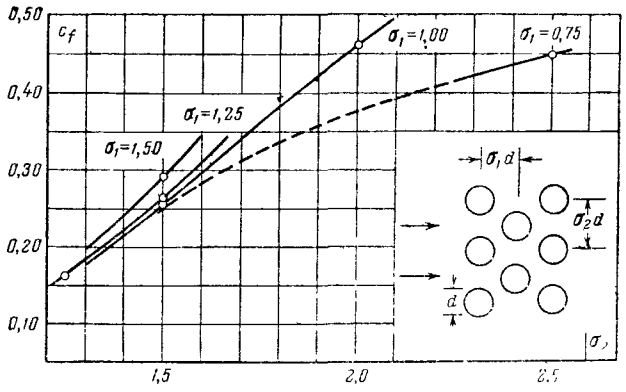


Рис. 7-6. Приближенные значения коэффициента сопротивления при поперечном обтекании бесконечных шахматных пучков круглых труб. $f=c_f Re^{-0,18}$;

$300<Re<15\,000$.

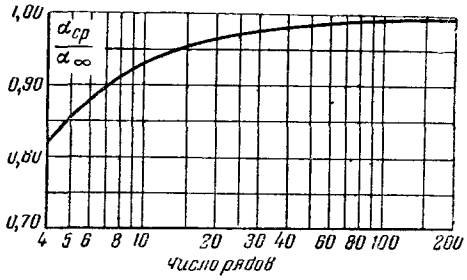


Рис. 7-7. Результативное влияние изменения коэффициента теплоотдачи от ряда к ряду в пучках труб. Данные получены при исследовании шахматных пучков труб, но применимы и к коридорным пучкам, а также дают хорошее приближение для сетчатых и решетчатых насадочных поверхностей.

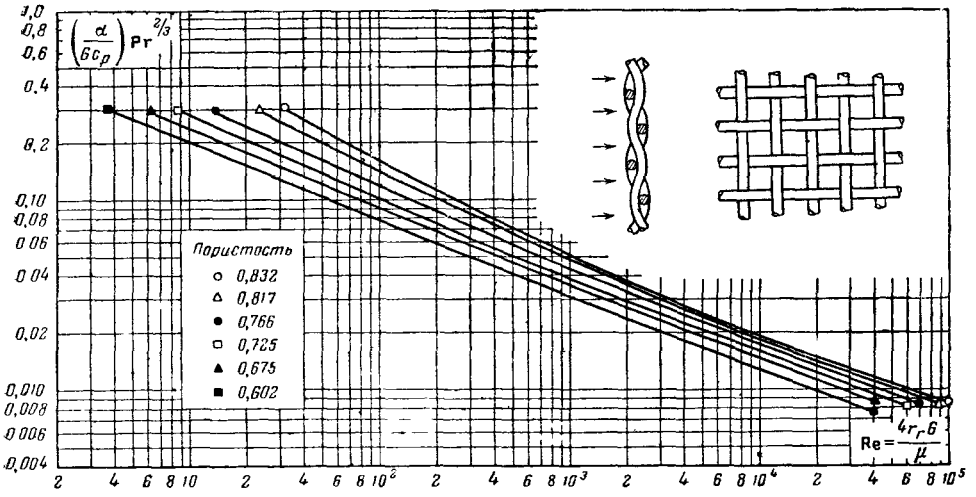


Рис 7-8. Характеристики теплоотдачи при течении газа через бесконечную сетчатую насадочную поверхность с беспорядочным расположением сеток. Зависимости получены путем обработки экспериментальных данных для сетчатых и решетчатых поверхностей в предположении идеального прилегания слоев сеток.

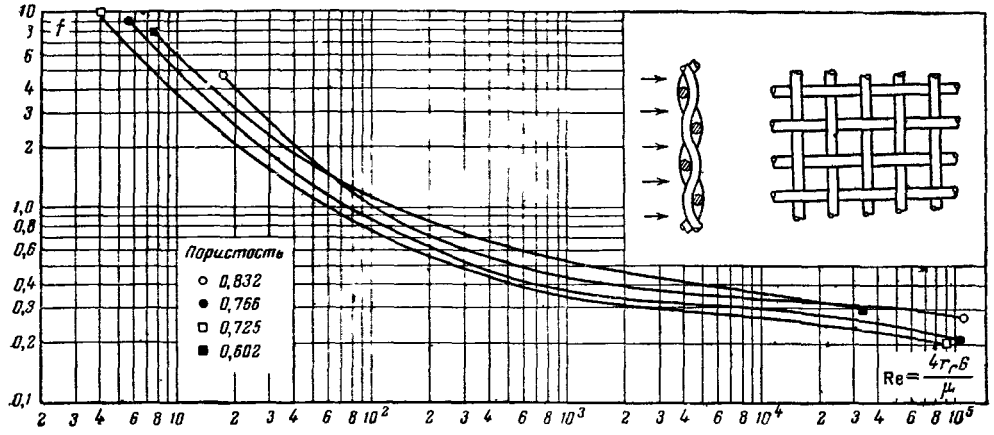


Рис. 7-9. Характеристики гидравлического сопротивления при течении газа через бесконечную сетчатую насадочную поверхность с беспорядочным расположением сеток. Зависимости получены путем обработки экспериментальных данных для сетчатых и решетчатых поверхностей в предположении идеального прилегания слоев сеток.

пределы, характерные для газов, неясна.

На рис. 7-10 показаны соотношения для теплоотдачи и гидравлического сопротивления при течении через насадку, образованную беспорядочно расположенными шарами (сферическую насадку), основанные на работах Коппейджа и Лондона [Л. 4] и Дентона, Робинсона и Тиббса [Л. 5]. И в этом случае применимость результатов для чисел Прандтля, лежащих за пределами значений, характерных для газов, неопределенна.

Матричные (насадочные) поверхности могут быть сконструированы во многом подобно пластинчато-ребристым поверхностям; на рис. 7-11 приведены соотношения для насадки с каналами треугольного сечения, основанные на обработке экспериментальных данных, полученных Мондтом [Л. 6]. Основная часть данных относится к ламинарному режиму течения, а пунк-

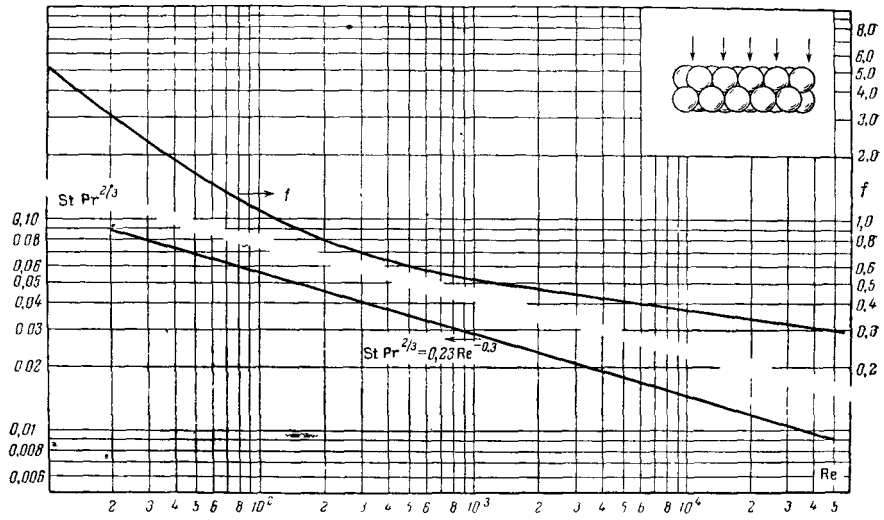


Рис. 7-10. Характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления при течении газа через сферическую насадочную поверхность с беспорядочным расположением шариков. Данные получены для пористости, изменяющейся от 0,37 до 0,39 (см. также таблицу в гл. 10).

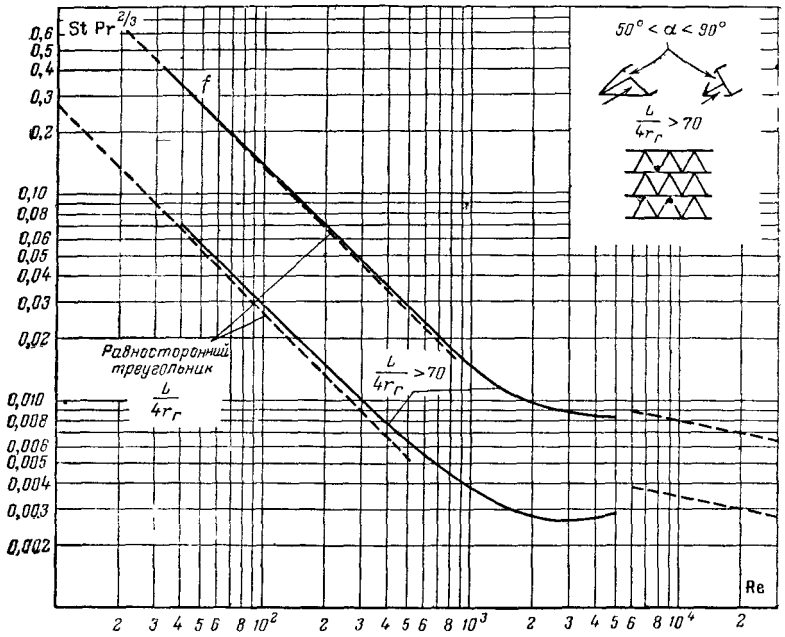


Рис. 7-11. Характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления при течении газа через насадочную поверхность, образованную одинаковыми каналами треугольного сечения. Зависимости получены на основе экспериментальных данных для поверхностей, образованных одинаковыми каналами треугольного сечения с углом при вершине от 50 до 90°. Пунктирные линии в области ламинарного течения представляют аналитическое решение для матриц с каналами, имеющими в сечении равностороиние треугольники, $L/r_г=\infty$; в области турбулентного сечения пунктирные линии представляют собой характеристики труб круглого сечения.

тирные линии на графике в области ламинарного течения построены на основе данных, взятых с рис. 6-1 для канала с сечением в виде равностороннего треугольника при полностью установившемся течении.

Общие кривые одинаково хорошо представляют характеристики треугольных каналов с углами от 50 до 90°; кривые также наглядно показывают применимость аналитических решений к случаям течения газа в области низких значений числа Рейнольдса (<400).

ЛИТЕРАТУРА

1. Boelter L. M., Young G., Iversen H. W., An Investigation of Aircraft Heaters XXVII — Distribution of Heat Transfer Rate in the Entrance Section of a Circular Tube, NACA, TN 1451, July 1948.

2. Kays W. M., London A. L., Convection Heat Transfer and Flow Friction Behavior of Small Cylindrical Tubes — Circular and Rectangular Cross Sections, Trans. ASME, vol. 74, № 7, 1952.

3. Tong L. S., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Woven-screen and Crossed-rod Matrices, Trans. ASME, vol. 79, № 10, 1957. London A. L., Mitchell J. W., Sutherland W. A., Heat Transfer and Flow-friction Characteristics of Crossed-rod Matrices, Trans. ASME, Ser. C, vol. 82, p. 199, 1960.

4. Coppage J. E., London A. L., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Porous Media, Chem. Eng. Prog., vol. 52, № 2, p. 57-F, 1956.

5. Denton W. H., Robinson C. H., Tibbs R. S., The Heat Transfer and Pressure Loss in Fluid Flow Through Randomly Packed Spheres, HPC-35, June 28, 1949. Available through US AEC Tech. Information Div., Oak Ridge, Tenn.

6. Mondt J. R., Discussion of Paper № 14, Intern. Heat Transfer Conf., 1961, Discussions Sec., published by ASME, p. D-41.

Глава восьмая

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ

Большая часть экспериментальных данных, представленных в гл. 10, получена в Станфордском университете и на USN Engineering Experiment Station. В обеих лабораториях все исследования осуществлялись при нагревании воздуха конденсирующимся водяным паром, за исключением пучков круглых труб, единичных оребренных пластин и насадочных поверхностей. Для пучков круглых труб и сетчатых насадочных поверхностей, исследовавшихся в Станфорде, был применен метод нестационарного теплового режима исследования, причем опыты проводились в той же аэродинамической трубе, что и при нагревании воздуха конденсирующимся паром. Единичные оребренные пластины, исследованные в Станфорде, нагревались горячей водой, а не паром: и в этом случае использовалась та же аэродинамическая труба. Остальные насадочные поверхности исследовались в Станфорде методом нестационарного теплового режима, который несколько отличался от использованного при исследовании пучков труб.

Подробное описание опытных установок и метода обработки полученных данных, использованных в Станфорде и USN Engineering Experiment Station, содержится в [Л. 1—5].

По существу в опытах при нагревании воздуха паром использованы одинаковая методика исследования и аналогичное оборудование как на USN Engineering Experiment Station, так и в Станфордском университете; поэтому в настоящей главе будет описана только установка Станфордского университета. Вначале рассматривается установка, в которой воздух нагревался паром, и соответствующая методика, а затем — метод нестационарного режима.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИ НАГРЕВАНИИ ВОЗДУХА КОНДЕНСИРУЮЩИМСЯ ВОДЯНЫМ ПАРОМ

Основным элементом опытной установки была аэродинамическая труба прямоугольного сечения 213×248 *мм*, в которой помещался исследуемый элемент. Исследованные объекты работали в условиях перекрестного тока при нагревании воздушного потока на одной стороне поверхности теплообмена за счет конденсации пара на другой стороне. Расход воздуха измерялся стандартными диафрагмами, установленными в трубе диаметром 305 *мм* за исследуемым элементом. Диафрагмы выполнены и установлены в соответствии с существующими правилами [Л. 6, 7]. Коэффициенты расхода для диафрагм взяты из этих же источников.

Измерение температуры воздуха перед исследуемым элементом, за ним и перед диафрагмой производилось калиброванными односпайными железо-константановыми термопарами, экранированными от воздействия излучения. На выходе из исследуемого объекта температура измерялась в 27 точках по сечению для правильного определения среднего по сечению значения темпера-

туры. В остальных местах температура определялась в 9 точках по сечению; температура пара измерялась железо-константановыми термопарами, вваренными в латунные трубки.

Разность давления и абсолютное давление воздуха на рабочем участке и диафрагме измерялись с помощью пьезометрических колец с присоединенными к ним тягомерами, имеющими наклонную трубку, и вертикальными однотрубными манометрами. Давление пара измерялось ртутными манометрами.

Система пароснабжения обеспечивала поступление в испытываемую модель слегка перегретого пара при точно контролируемом давлении. Количество поступающего в модель пара приблизительно в 4 раза превышало количество образующегося конденсата, что исключало вероятность возникновения значительного термического сопротивления пленки конденсата. Производилось раздельное измерение количеств конденсата и несконденсировавшегося пара, что позволяло в пределах точности приборов проверить тепловой баланс, сравнивая энергию, отдаваемую паром, с энергией, получаемой воздухом. Среднее расхождение теплового баланса не превышало 3%.

Данные, полученные при измерении температуры воздуха на входе в исследуемый объект и выходе из него, расхода воздуха, температуры и давления греющего пара, потери напора потоком воздуха при движении через исследуемый объект, оценка термического сопротивления пленки конденсата (менее 10% общего сопротивления), потери напора на входе и выходе и к. п. д. развитой поверхности позволяли достаточно точно определить значения критерия Стантона $St=\alpha/Gc_p$ и фактора трения f. Вместе с критерием Рейнольдса $Re=4r_rG/\mu$, также установленным на основании указанных измерений, они полностью определяют безразмерные характеристики теплопередачи и гидравлического сопротивления исследованных поверхностей.

Термопары и измерительное устройство обеспечивали измерение всех температур с точностью до $\pm 0{,}1^\circ$ С.

Направляющие перегородки в воздухоподводящем канале были установлены и отрегулированы таким образом, чтобы обеспечить однородную скорость воздуха по сечению исследуемого элемента. Были приняты все меры к поддержанию и контролю стационарного режима работы установки. Проводились многократные контрольные измерения, подтвердившие точность измерительных систем.

При анализе погрешностей учитывались следующие вероятные источники ошибок:

1) погрешности, связанные с неточностями при расчете и определении параметров экспериментальной установки;

2) погрешности измерительных приборов;

3) погрешности, связанные с установлением значений физических свойств, определяющих перенос тепла и количества движения — вязкости и теплопроводности;

4) ошибки в определении размеров испытываемой модели.

Точность конечных результатов, полученных при исследовании теплопередачи в условиях нагревания воздуха паром, колеблется в зависимости от типа испытываемой модели и диапазона скоростей движения воздуха. Можно с гарантией считать, что ошибки при определении значений перечисленных ниже величин не превышают:

$$\delta_{St} \ldots \pm 3{,}5\%;$$

$$\delta_{Pr} \ldots \pm 5{,}0\%;$$

$$\delta_{St \times Pr^{2/3}} \ldots \pm 5{,}0\%;$$

$$\delta_f \ldots \pm 5{,}0\%;$$

$$\delta_{Re} \ldots \pm 2{,}0\%.$$

На установке USN Engineering Experiment Station применялась система нагнетания воздуха вентилятором, а в Станфордском университете — система просасывания воздуха вентилятором, установленным в хвосте системы. В последнем случае быстрее достигается стабилизация потока.

МЕТОД НЕСТАЦИОНАРНОГО РЕЖИМА ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ПУЧКАМ ТРУБ И РЕШЕТЧАТЫМ СТЕРЖЕНЬКОВЫМ НАСАДКАМ

Исследование трубных пучков и стерженьковых решетчатых насадок методом нестационарного режима проводилось в той же аэродинамической трубе. Исследовавшиеся трубные пучки собирались таким образом, что фронтальное сечение их имело размеры 213×248 *мм*; использовались алюминиевые трубки диаметром 9,5 *мм*, которые входили своими концами в пластмассовые трубные доски в верхней и нижней частях испытываемого объекта. При компоновке всех исследованных пучков использовались один и тот же каркас и те же трубки; сменными были трубные доски. Для определения фактора трения использована методика, аналогичная описанной выше. Теплоотдача в пучке исследовалась методом нестационарного режима, для чего одна из алюминиевых трубок была заменена идентичным по форме и размерам медным стержнем, содержащим термопару. Методика исследования заключалась в нагревании стержня примерно на 16,5° С выше температуры воздушного потока, после чего он помещался в нужном месте в пучке и охлаждался, причем непрерывно регистрировалось изменение температуры стержня. На основании полученных данных легко определяется коэффициент теплоотдачи. Точность такого метода проверялась сопоставлением с результатами, полученными описанным выше методом стационарного режима в условиях нагревания воздуха паром. Было установлено, что этот метод дает прекрасные результаты для шахматных пучков труб, однако применим с известными ограничениями в отношении коридорных трубных пучков. Метод нестационарного режима отличается простотой, точностью и скоростью, с которой могут быть получены данные для различных компоновок трубок в пучке. Погрешности, как показал анализ, имеют и для f и для $StPr^{2/3}$ тот же порядок, что и приведенные выше для результатов, полученных при стационарном режиме.

Методика испытаний стерженьковых насадочных поверхностей в сущности не отличалась от методики испытаний трубных пучков, за исключением того, что в качестве неактивных были взяты пластмассовые стержни и канал имел не прямоугольное, а круглое сечение.

МЕТОД НЕСТАЦИОНАРНОГО РЕЖИМА ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СЕТЧАТЫМ И СФЕРИЧЕСКИМ НАСАДКАМ

Сетчатые и сферические насадки, сведения о которых обобщены в гл. 7, исследовались на установке, существенно отличающейся от ранее описанной. Характер насадочных поверхностей определяет необходимость применения при их исследовании метода нестационарного режима. Для матричных поверхностей, составленных из сеток с мелкими ячейками, нецелесообразно производить непосредственное измерение температуры поверхности насадки. Поэтому насадка нагревалась до определенной температуры потоком горячего воздуха, после чего производилось быстрое переключение на холодное дутье и фиксировалось изменение во времени температуры воздуха, проходящего через насадку. Коэффициент теплоотдачи поверхности определялся по величине максимального наклона кривой температура — время, как это описано в [Л. 4].

Канал и испытываемые модели имели круглое сечение диаметром 74,4 *мм*. Испытываемые модели набирались из отдельных сеток, вырезанных в виде круга, до образования пакета нужной толщины. Насадка из мелких сферических элементов помещалась в гильзу диаметром 74,4 *мм*. Расход воздуха измерялся стандартными диафрагмами и расходомерами системы Фишера—Портера. Все температуры измерены железо-константановыми термопарами. Для точного измерения наиболее важных при исследовании температур газа на

входе и выходе были применены восемь последовательно включенных термопар. Давление воздуха измеряли наклонными тягомерами и вертикальными водяными манометрами.

Детальный анализ погрешностей опытных данных привел к следующим результатам:

$$\delta_{St} \ldots \pm 13\%;$$

$$\delta_{St \times Pr^{2/3}} \ldots \pm 14\%;$$

$$\delta_f \ldots \pm 3\%;$$

$$\delta_{Re} \ldots \pm 2\%.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. London A. L., Ferguson C. K., Gas Turbine Plant Regenerator Surfaces, Bureau of Ships Research Memorandum, 2-46, Navships (250-338-3), July 1946.

2. London A. L., Ferguson C. K., Test Results of High Performance Heat Exchanger Surfaces Used in Aircraft Intercoolers and Their Significance for Gas Turbine Regenerator Design, Trans. ASME, vol. 71, p. 12, 1949.

3. Kays W. M., London A. L., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger Surfaces Part 1: Test System and Procedure, Trans ASME, vol. 72, p. 1075—1085, 1950.

4. Coppage J. E., London A. L., Heat Transfer and Friction Characteristics of Porous Media, Chem. Eng. Prog., February 1956.

5. Kays W. M., London A. L., Lo R. K., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics for Gas Flow Normal to Tube Banks — Use of a Transient Test Technique, Trans. ASME, vol. 76, № 3, p. 387—396, 1954.

6. Fluid Meters, Their Theory and Application, 4th ed., ASME Research Publication, 1937.

Глава девятая

ГЕОМЕТРИЯ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

В этой главе содержатся геометрические характеристики всех поверхностей теплообмена, результаты исследования которых представлены в гл. 10.

Вообще говоря, все данные, представленные здесь, содержатся в заголовках к графикам зависимостей, полученных на основании экспериментов, и на самих графиках, приводимых в гл. 10. Однако, имея такого рода информацию в одном месте, значительно удобнее сравнивать поверхности, когда целью такого изучения является только выявление наиболее подходящей геомегрии.

Данные собраны в табл. 9-1—9-5; эскизы поверхностей теплообмена представлены на рис. 9-1—9-16.

Различные типы рассматриваемых компактных поверхностей объединены в следующие группы.

1. Трубчатые поверхности (рис. 9-1—9-2):

а) движение потока внутри круглых и плоских (сплющенных) труб;

б) поперечное обтекание пучков гладких труб.

2. Пластинчато-ребристые поверхности (рис. 9-3—9-9):

а) гладкие ребра;

б) жалюзийные ребра;

в) короткие пластинчатые ребра;

г) волнистые ребра;

д) стерженьковые ребра;

е) перфорированные ребра.

3. Поперечное обтекание пучков оребренных труб (рис. 9-10—9-13):

а) круглые ребра и трубы;

б) круглые трубы, сплошные ребра;

в) плоские трубы, сплошные ребра.

4. Насадочные поверхности (рис. 9-14—9-16).

Каждая из этих групп кратко описывается.

Трубчатые поверхности (см. рис. 9-1 и 9-2) являются простейшей формой компактной поверхности теплообмена. Опытные данные получены как для случая движения внутри труб, так и для поперечного их обтекания в пучках, причем были использованы круглые трубы и трубы, сплющенные до овальной формы. Модификацией плоских труб являются трубы, сплющенные на отдельных участках; это приводит к разрушению пограничного слоя и интенсифицирует теплоотдачу без увеличения скорости движения теплоносителя.

Принята следующая система условных обозначений теплообменных поверхностей: ПТ обозначает течение в прямых трубах; ПлТ — в плоских (овальных) трубах, а ПлПжТ-1 — в трубах, пережатых на отдельных участках.

Для случаев поперечного обтекания пучков круглых труб в обозначение пучков труб входит указазание на порядок расположения труб в пучке (К—коридорное, Ш—шахматное) и значения относительных поперечного и продольного шагов. Так, например, поверхность, имеющая обозначение Ш-1,50-1,00, представляет собой пучок труб с шахматным расположением, в котором

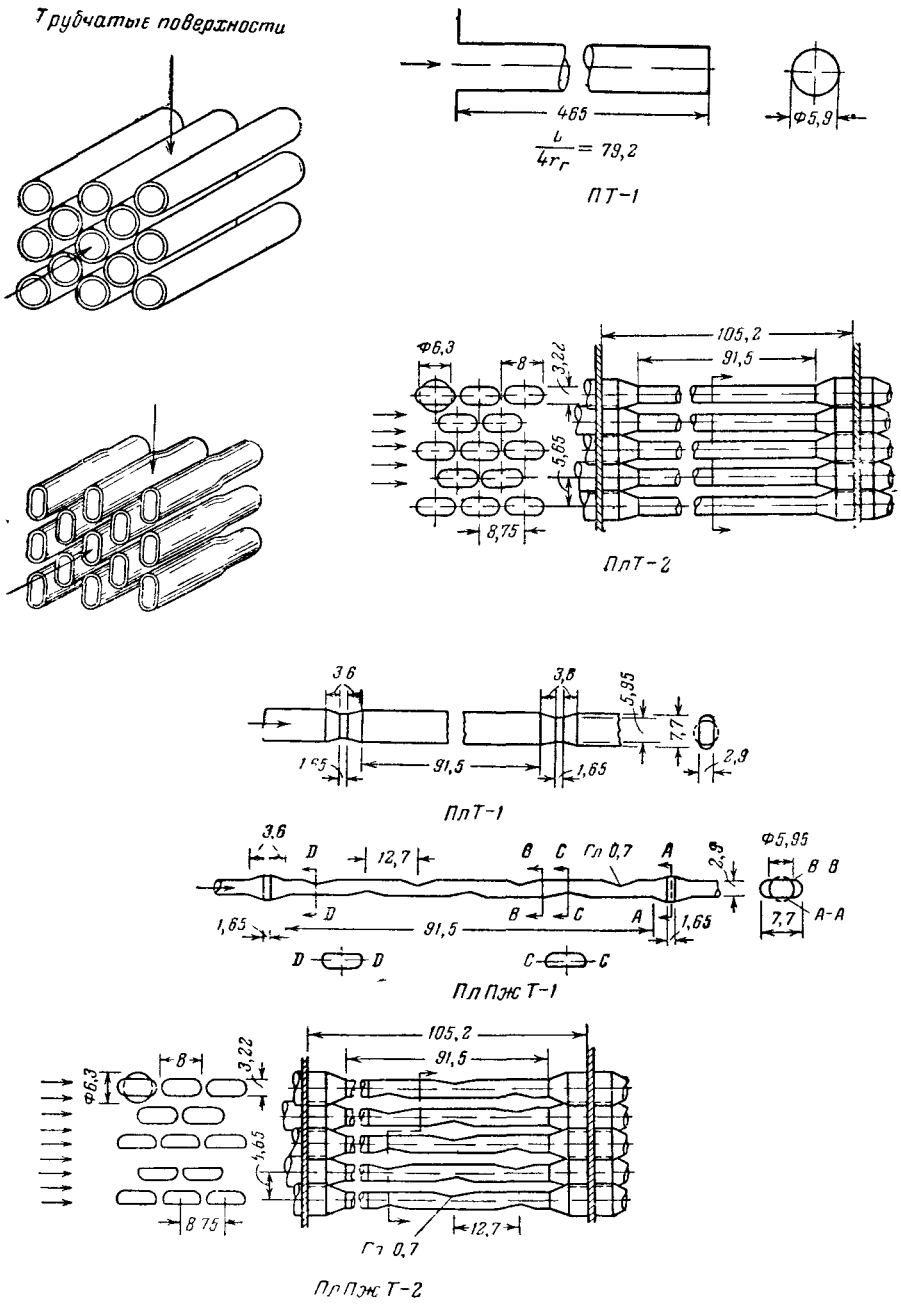


Рис. 9-1. Трубчатые поверхности.

поперечный шаг σ_1 равняется полутора диаметрам трубки ($1{,}5d$), а продольный (в направлении движения) шаг σ_2 равен диаметру трубки ($1{,}0d$). Буква К перед цифрами указывает на коридорное расположение труб в пучке. Часть пучков из гладких труб исследована в стационарном режиме при нагревании воздуха паром, а все остальные пучки исследовались методом нестационарного режима. Метод исследования указан на рис. 9-2, а также в пояснениях к характеристикам теплоотдачи и гидравлического сопротивления на графиках, относящихся к гл. 10.

Геометрическая характеристика трубчатых поверхностей, данная в табл. 9-1 и 9-2, включает гидрав-

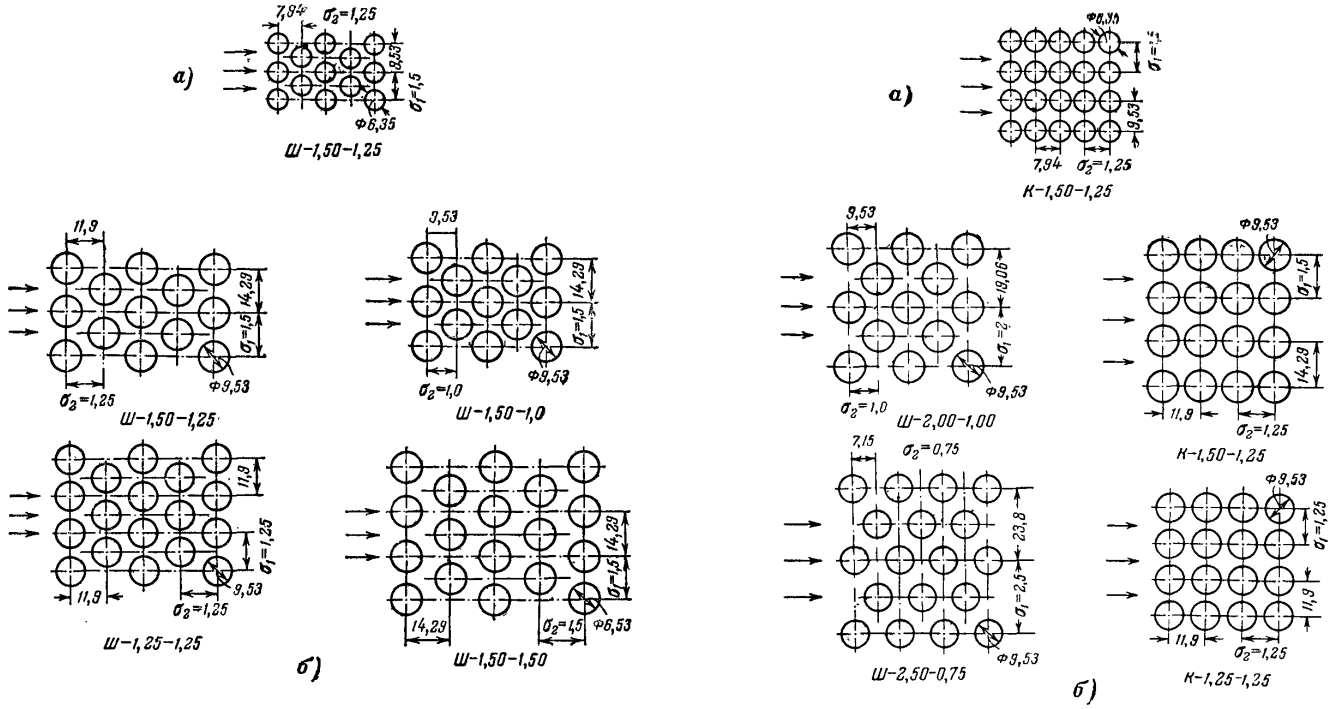


Рис. 9-2. Трубчатые поверхности.

а — исследования выполнялись методом стационариого режима; *б* — исследования выполиялись методом нестацнонариого режима.

лический диаметр, отношение свободного сечения к полному (фронтальному) и поверхность теплообмена в единице объема. Для расчета теплообменника необходимо располагать этими данными в сочетании с основными характеристиками теплоотдачи и гидравлического сопротивления.

Приведенные размеры соответствуют исследованным поверхностям, которые обозначены указанным способом. Поскольку основные характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления поверхностей представлены в гл. 10 в критериальной форме, они могут быть использованы для поверхностей с другими размерами, которые геометрически подобны исследованным, в частности для труб различных диаметров. Это справедливо также и в отношении всех других поверхностей теплообмена, данные испытаний которых представлены в гл. 10. Следует иметь в виду, что при этом должно соблюдаться подобие и других геометрических параметров, как, например, высоты выступов шероховатости; поэтому в тех случаях, когда размеры элементов теплообменной поверхности сильно отличаются от размеров исследованной поверхности, нельзя ожидать большой точности в получаемых результатах расчета.

В дополнение к исследованным пучкам, которые изображены на рис. 9-2, в гл. 10 на рис. 10-11, 10-15 и 10-16 представлены данные, полученные Гримисоном для шахматных и коридорных пучков с другим расположением труб [Л. 1].

На рис. 9-3—9-9 показано большое количество разновидностей пластинчато-ребристых поверхностей. Применение пластинчато-ребристых поверхностей особенно целесообразно, когда осуществляется теплообмен между двумя газовыми потоками, так как при этом развитая поверхность может быть эффективно использована на обеих сторонах аппарата. Они позволяют сосредоточить в единице объема большую поверхность теплообмена. При конструировании таких теплообменников имеются широкие возможности комбинирования форм поверхности с учетом специфических свойств теплоносителей, для каждого из которых может быть выбрана наиболее подходящая развитая поверхность. Такой свободы в выборе типа поверхности нет в пучках труб, где оба теплоносителя движутся во взаимно перпендикулярных направлениях, причем поверхность теплообмена на обеих сторонах приблизительно одинакова.

Разновидности конфигураций пластинчато-ребристых поверхностей, показанные на рис. 9-3—9-9, наиболее часто встречаются в современной практике; любые две из этих поверхностей могут быть скомбинированы между собой, образуя «сложный» теплообменник типа сэндвича с перемежающимися каналами для теплоносителей. Пластинчато-ребристые поверхности в зависимости от типа ребра подразделяются на поверхности с гладкими, жалюзийными, пластинчатыми и волнистыми, а также со стерженьковыми и перфорированными ребрами.

Поверхности с гладкими ребрами отличаются длинными каналами с гладкими стенками с характеристиками, близкими к полученным для движения внутри длинных круглых труб. Однако здесь отчетливо проявляется влияние длины канала на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление; поэтому на приведенных графиках указано отношение длины к гидравлическому диаметру $l'/4r_г$. Под l' правильнее понимать не полную длину теплообменника в направлении потока, а длину гладкого ребра: на полной длине могут располагаться несколько гладких ребер, помещенных торец к торцу. В случае, если не осуществлена совершенная подгонка ребер друг к другу в местах их соприкосновения, поверхности будут вести себя так, как будто они совершенно самостоятельны и имеют свои собственные участки стабилизации гидродинамических и тепловых условий на входе; в выпускаемых промышленностью теплообменниках, как правило, не стремятся к совершенному сопряжению ребер.

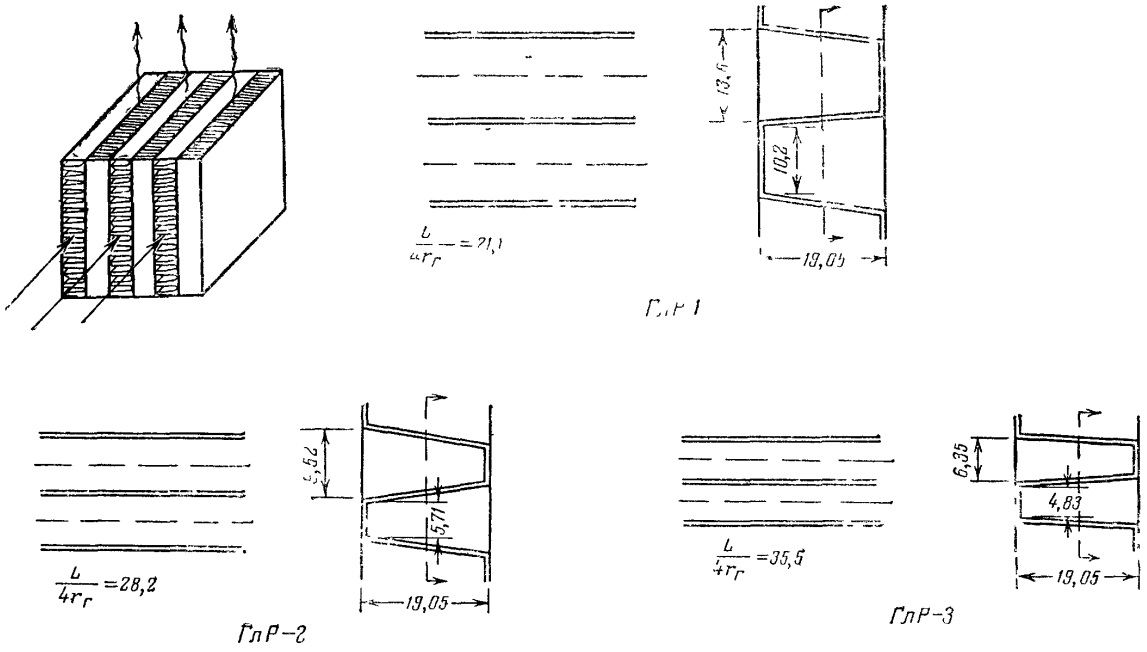


Рис 9-3 Пластинчато-ребристые поверхности, гладкие ребра.

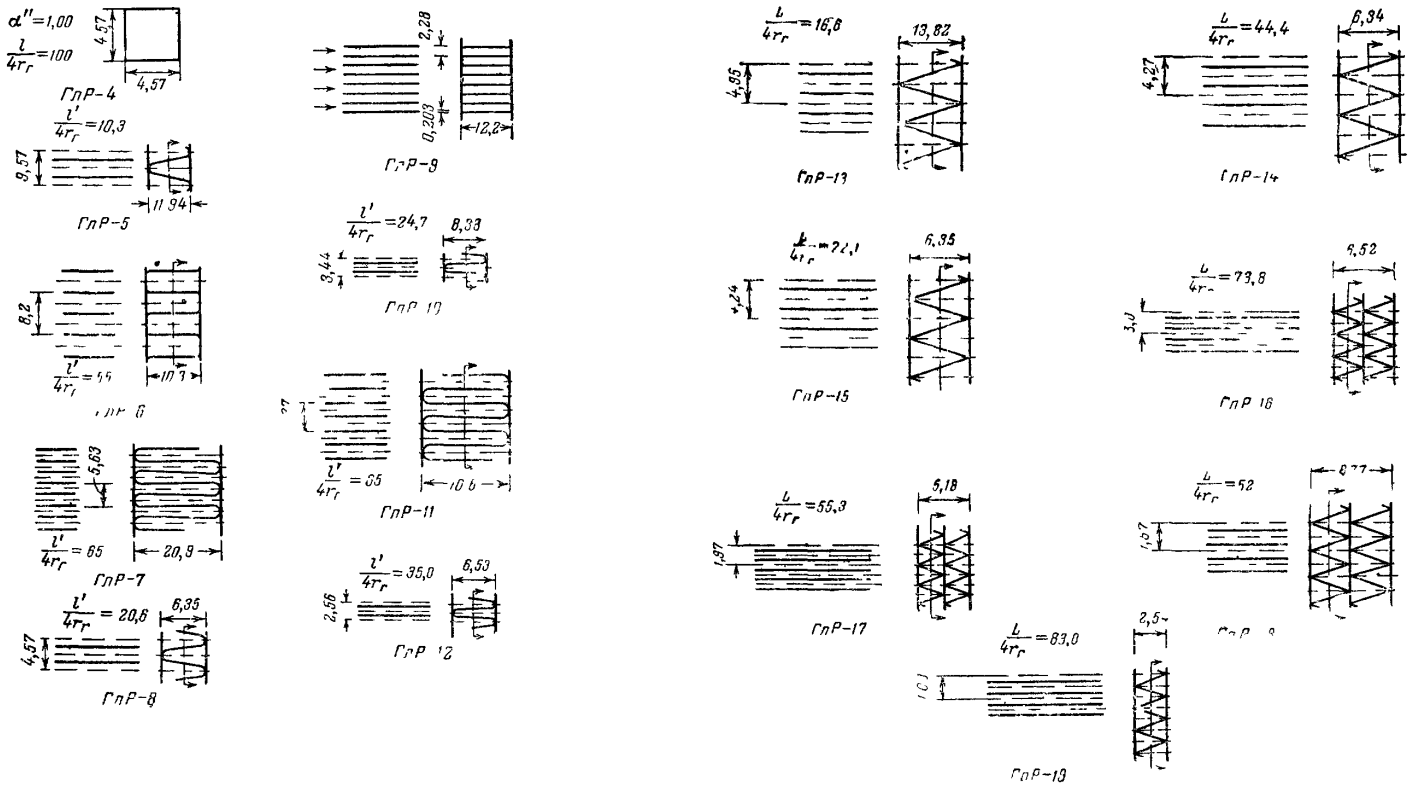


Рис 9 4 Пластинчато ребристые поверхности, гладкие ребра

Следует отметить, что пластинчато-ребристые поверхности теплообмена могут иметь каналы прямоугольного и треугольного сечений и каналы со скругленными углами как в поперечном сечении, так и на входе; поэтому существует гораздо большее разнообразие геометрических разновидностей таких поверхностей, чем это показано на графиках в гл. 7, где рассмотрены только пластинчато-ребристые поверхности с каналами прямоугольного сечения. Заметим также, что некоторые из поверхностей с каналами треугольного сечения представляют собой комбинацию двух систем с различными размерами ребер, что позволяет конструктору добиться нужного соотношения поверхностей на горячей и холодной сторонах.

В соответствии с системой условных обозначений пластинчато-ребристых поверхностей указывается число, соответствующее количеству ребер на единицу длины в направлении, перпендикулярном потоку. Так, например, поверхность 14,77 (Гл. Р-10) имеет 14,77 ребра на 1 дюйм. Дополнительная буква Т указывает, что поверхность имеет каналы треугольного сечения [1].

Жалюзийные ребра выполняются путем прорезания пластины и отгибания полоски материала в поток газа через определенные интервалы. Этим достигаются разрушения пограничного слоя и повышение интенсивности теплоотдачи по сравнению с наблюдающейся на поверхностях с гладкими ребрами при тех же условиях движения. Как правило, чем чаще происходит искусственное возмущение пограничного слоя, тем выше коэффициент теплоотдачи, хотя одновременно возрастает и коэффициент сопротивления. Зависимость между интенсификацией теплоотдачи и увеличением затрат энергии на преодоление движения теплоносителя анализируется в гл. 1.

Пластинчато-ребристые поверхности с жалюзийными ребрами обозначаются двумя числами. Первое из них характеризует длину жалюзийного ребра в направлении потока, второе—число ребер на единицу длины перпендикулярно направлению потока. Так, поверхность $^3/_8$-11,1 (ЖР-10) имеет ребра длиной $^3/_8$ дюйма, а их количество составляет 11,1 на дюйм.

Поверхности с короткими пластинчатыми ребрами в принципе аналогичны поверхностям с жалюзийными ребрами, отличаясь только тем, что короткая сторона сечения ребра располагается в направлении потока. Используя такую поверхность, можно делать ребра короткими в направлении потока, достигая очень высоких значений коэффициента теплоотдачи.

Трудность интерпретации и определения пределов применимости экспериментальных данных для поверхностей с короткими пластинчатыми ребрами, вероятно, больше, чем для любых других поверхностей, поскольку на характеристики (и в особенности на характеристики трения) существенно влияет толщина ребра и геометрия его передней кромки. Ребра такого типа обычно изготовляются путем фрезерования; в результате такой обработки они неизбежно получаются слегка изогнутыми и имеют скошенный край, причем угол скоса меняется в зависимости от материала ребра и геометрии фрезы. Поскольку уже всего несколько тысячных долей сантиметра скоса могут оказывать значительное влияние, очень трудно не только количественно описать это влияние, но даже точно воспроизвести испытанную поверхность.

В заголовках на графиках в гл. 10, где представлены кривые, построенные по опытным данным, для поверхностей с короткими пластинчатыми ребрами указывается материал испытанных поверхностей, поскольку можно ожидать, что ребра из мягкого материала, например алюминия, будут иметь кромки, до

[1] С советской литературе принята другая система обозначения компактных поверхностей (см., например, Петровский Ю. В., Фастовский В. Г., Современные эффективные теплообменники); эти обозначения и использованы во всех таблицах и на рисунках; здесь же для удобства рядом с американскими обозначениями в скобках приводятся обозначения, принятые у нас в СССР. (*Прим. перев.*)

некоторой степени отличающиеся от кромок ребер из твердого материала, например из нержавеющей стали. Большинство испытанных поверхностей имело алюминиевые ребра, что не позволяет использовать полученные значения характеристик для стальных ребер; можно, однако, предполагать наличие известной аналогии в расчетах. Бригс и Лондон [Л. 4, 5] касаются этого вопроса.

Обозначение поверхностей с короткими пластинчатыми ребрами такое же, как и поверхностей с жалюзийными ребрами[1].

Поверхности с волнистыми ребрами также высокоэффективны и по своим характеристикам приближаются к поверхностям с жалюзийными и короткими пластинчатыми ребрами. Изменения направления потока, вызванные ребрами, приводят к отрыву пограничного слоя, т. е. к тому же результату, что и жалюзийные ребра.

Пластинчато-ребристые поверхности с волнистыми ребрами обозначаются двумя числами, одно из которых характеризует количество ребер на единицу длины, другое — длину волны, и буквой W. Так, поверхность 11,5-$^3/_8$ W (ВР-2) имеет 11,5 ребра на дюйм и полную длину волны $^3/_8$ дюйма.

Пластинчато-стерженьковые поверхности являются примером развитой поверхности, в которой высокие значения коэффициента теплоотдачи обусловлены тонким пограничным слоем на ребрах.

При изготовлении ребер из тонкой проволоки эффективная длина ребра равна половине окружности и потому очень мала. Однако пластинчато-стерженьковые поверхности характеризуются весьма высокими значениями коэффициента сопротивления, обусловленными главным образом отрывом пограничного слоя при поперечном обтекании стержней. Тем не менее высокие значения коэффициента теплоотдачи дают во многих случаях выигрыш по сравнению с потерями, связанными с высоким значением коэффициента сопротивления, что и определяет целесообразность применения таких поверхностей.

Условное обозначение этих поверхностей показано на рис. 9-8.

Описывается также одна поверхность с перфорированными ребрами, которая обозначается просто числом ребер на единицу длины перпендикулярно направлению потока и буквой Р. Отверстия, вырезанные в ребрах, и в этом случае служат для разрушения пограничного слоя. Факторы трения для этой поверхности очень малы, вероятно, вследствие очень незначительного коэффициента сопротивления формы; однако, к сожалению, имеется недостаточно данных для поверхностей такого рода, чтобы можно было сделать более определенные общие заключения о ее характеристиках.

Геометрическая характеристика всех пластинчато-ребристых поверхностей приведена в табл. 9-3. Эти сведения необходимы для расчета пластинчато-ребристых поверхностей наряду с данными о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении. Следует отметить, что величина поверхности теплообмена, заключенной в единице объема, обозначенная β, соответствует объему с одной стороны потока, ограниченному двумя пластинами, между которыми находятся ребра данного типа. Эту поверхность нельзя относить к полному объему теплообменника, так как в каналах для второго теплоносителя может быть использована развитая поверхность другого типа. В гл. 2 содержатся некоторые полезные геометрические соотношения, которые можно использовать совместно с данными табл. 9-3 для определения поверхности в единице объема, а также отношения свободного и полного сечений теплообменника.

Экстраполяция данных, характеризующих исследованные пластинчато-ребристые поверхности, на поверхности, геометрически подобные им, но имеющие другой гидравлический диаметр, вероятно, не связана с большими погрешностями при

[1] В советской литературе они обозначаются ПлР-0. *(Прим. перев.)*

умеренных отклонениях в размерах гидравлического диаметра. Для поверхностей с гладкими ребрами это нашло отражение в обобщенных характеристиках, приведенных в гл. 7. Для различных поверхностей с разрезными ребрами погрешности значительно больше, что связано с сильным влиянием таких факторов, как чистота кромки ребра и его поверхности, а также технология соединения ребер. Большие поверхности обладают более стабильными аэродинамическими характеристиками, чем малые.

Если используют поверхности первоначального размера, но с ребрами другой толщины, то это мало влияет на безразмерные характеристики пластинчатых поверхностей с гладкими ребрами, но становится весьма существенным для поверхностей с жалюзийными и короткими пластинчатыми ребрами.

Следует также учитывать, что изменение толщины ребра для некоторых поверхностей влияет на площадь свободного сечения и гидравлический диаметр. Следовательно, геометрические характеристики в таблицах должны быть соответственно изменены.

На рис. 9-10—9-13 показаны эскизы 21 оребренной трубчатой поверхности. Как правило, оребренные трубчатые поверхности используют в тех случаях, когда один из теплоносителей — газ, а другой — капельная жидкость. Обычно газы имеют более низкий коэффициент теплоотдачи по сравнению с капельными жидкостями, и, следовательно, для стороны газа требуется большая поверхность теплоотдачи. Оребренные трубчатые поверхности удовлетворяют этому требованию.

Рассмотрены три основных типа оребренных трубчатых поверхностей:

1) круглые трубы с накатанными по спирали круглыми ребрами;

2) круглые трубы со сплошными ребрами;

3) плоские оребренные трубы.

Для того чтобы дать возможно более полные характеристики этих поверхностей, кроме результатов, полученных при осуществлении настоящей программы, были использованы наиболее достоверные данные, полученные другими исследователями. Так, можно назвать работы Джеймсона [Л. 2] по исследованию оребренных круглых труб, работу Trane Company [Л. 3], посвященную исследованию круглых труб со сплошными ребрами.

И в этом случае используется схема условных обозначений теплообменных поверхностей. Буквы *CF* соответствуют круглым ребрам. Первое число показывает количество ребер на дюйм; второе число (если оно имеется) показывает либо номинальный наружный диаметр, если речь идет о круглой трубе, либо размер трубы в направлении потока, если говорится о плоских трубах.

Геометрическая характеристика всех оребренных трубчатых поверхностей содержится в табл. 9-4. Так как основные характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления в гл. 10 представлены в критериальной форме, то они, по-видимому, применимы к поверхностям с другими размерами, геометрически подобным исследованным. Попыток распространить эти данные на поверхности, для которой имеются отклонения в безразмерных геометрических соотношениях, не было сделано.

Все рассмотренные оребренные трубы имели непрерывные ребра, выполненные по винтовой линии; можно полагать, что приведенные характеристики применимы и к трубам с круглыми ребрами-шайбами.

На рис. 9-14—9-16 показаны три типа насадочных (матричных) поверхностей. Из всех этих поверхностей наиболее четко определена решетчатая поверхность, образованная рядами стержней, размещенных в определенном порядке (рис. 9-14).

Были исследованы решетчатые насадки с шахматным, коридорным и беспорядочным расположением стержней при совершенном прилегании стержней соседних рядов (каждый ряд касался другого); геометрические характеристики семи исследованных образцов собраны в табл. 9-5. Соответствующие дан-

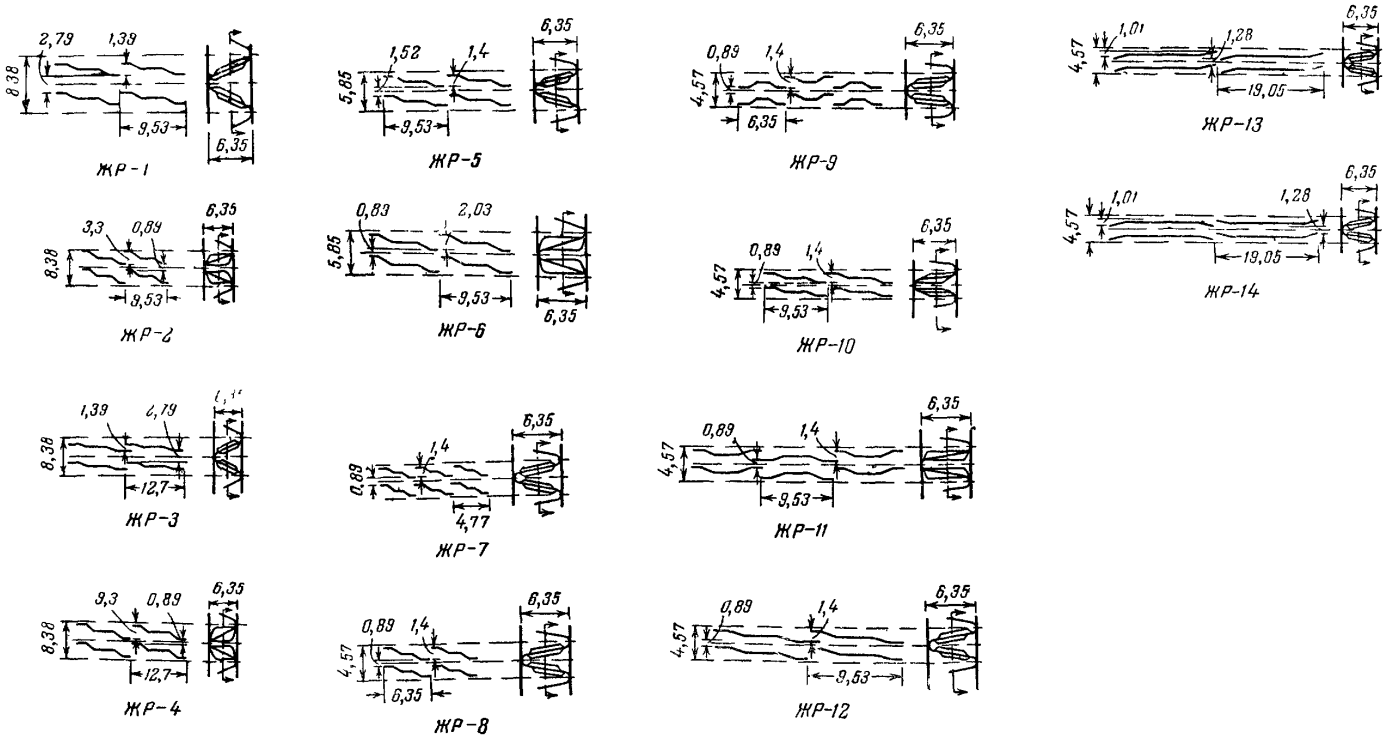


Рис 9-5 Пластинчато-ребристые поверхности, жалюзийные ребра

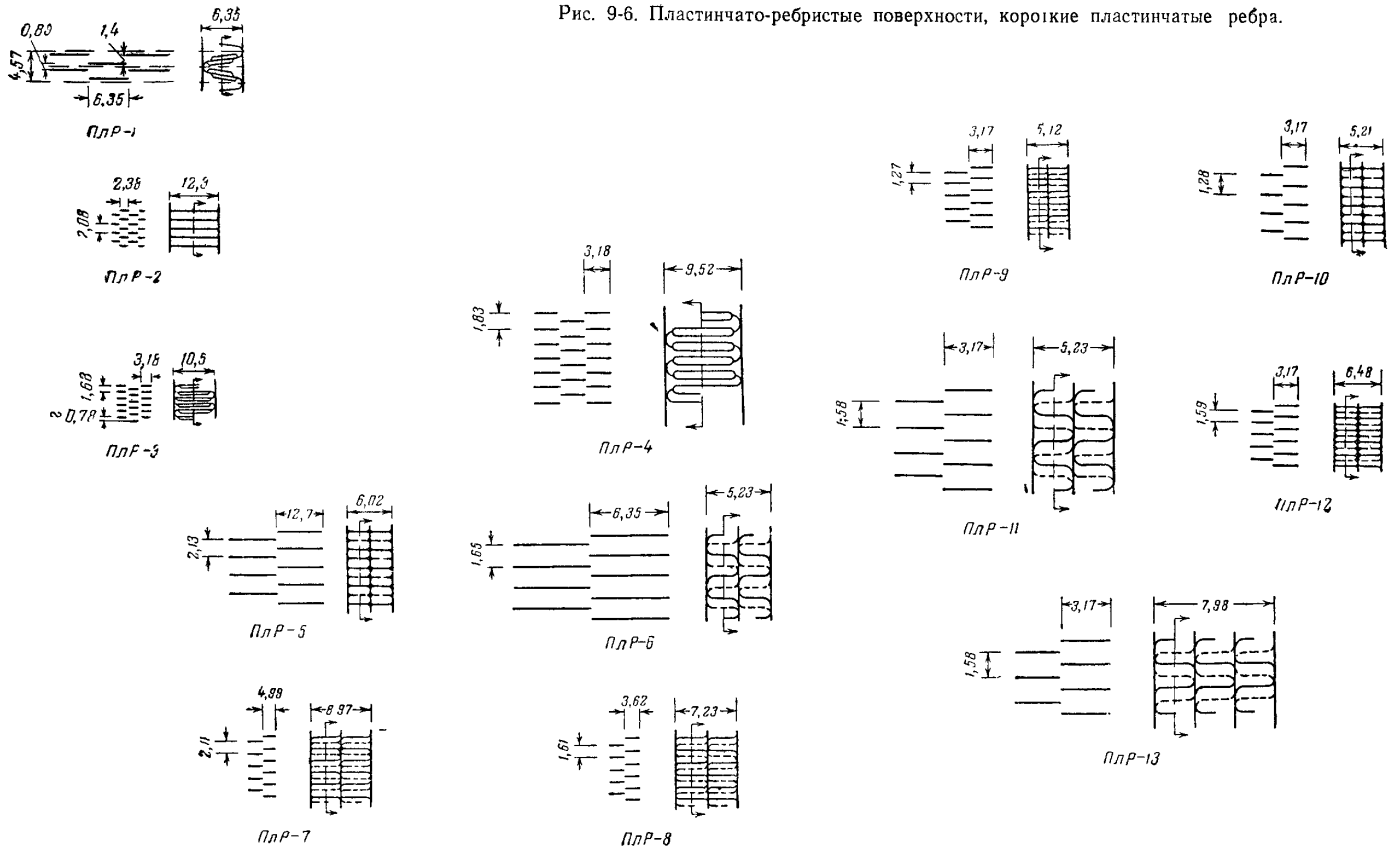


Рис. 9-6. Пластинчато-ребристые поверхности, коротkие пластинчатые ребра.

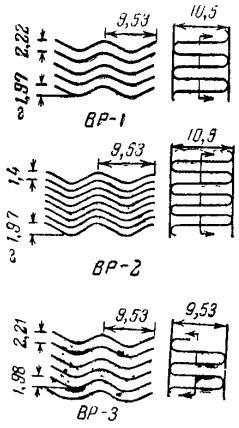


Рис. 9-7. Пластинчато-ребристые поверхности, волнистые ребра.

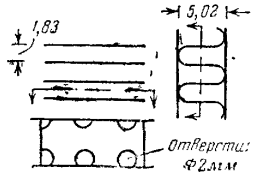


Рис. 9-9. Пластинчато-ребристые поверхности, перфорированные ребра.

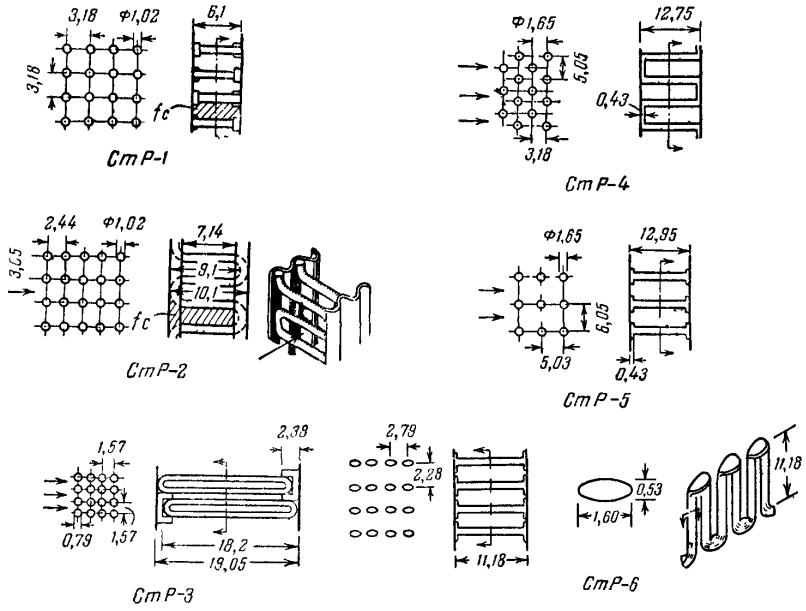


Рис. 9-8. Пластинчато-ребристые поверхности, стерженьковые ребра.

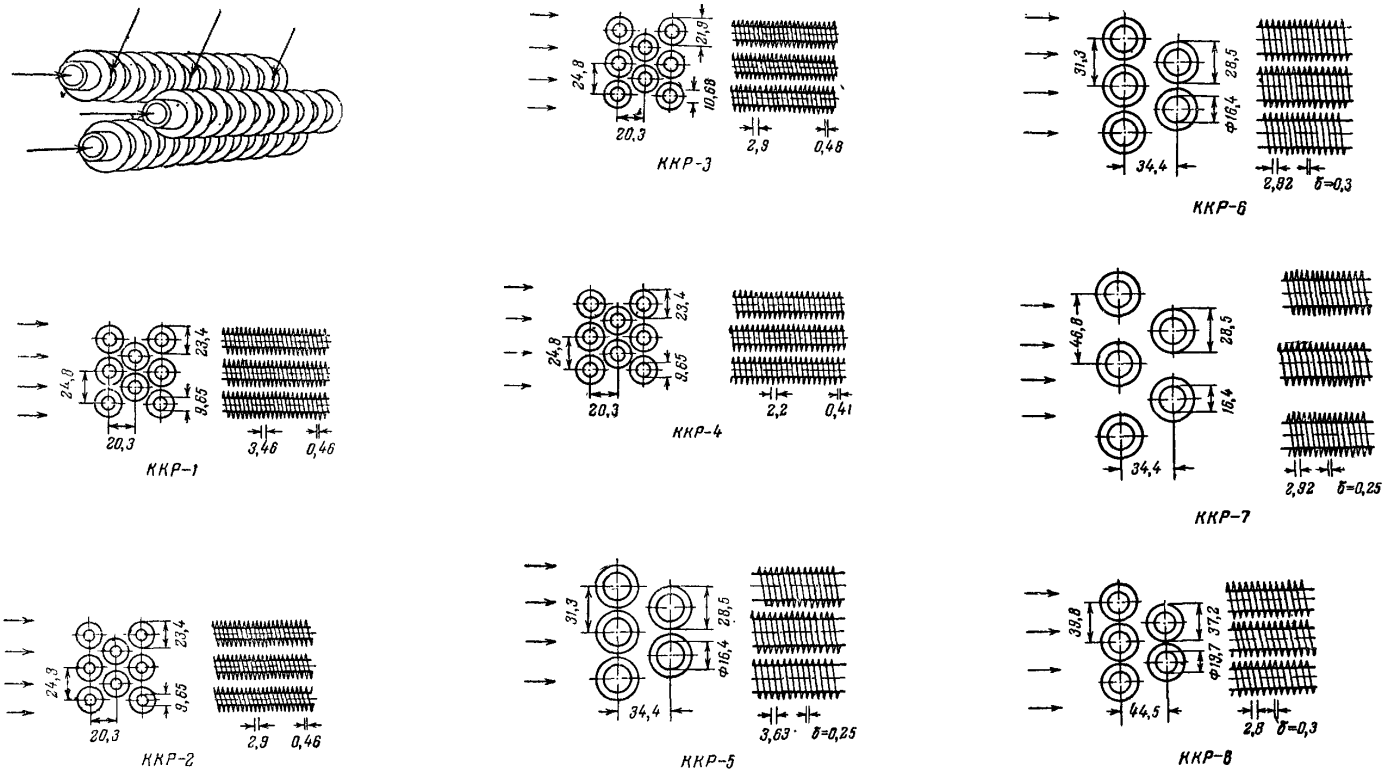


Рис. 9-10. Оребренные трубчатые поверхности, круглые трубы, круглые ребра.

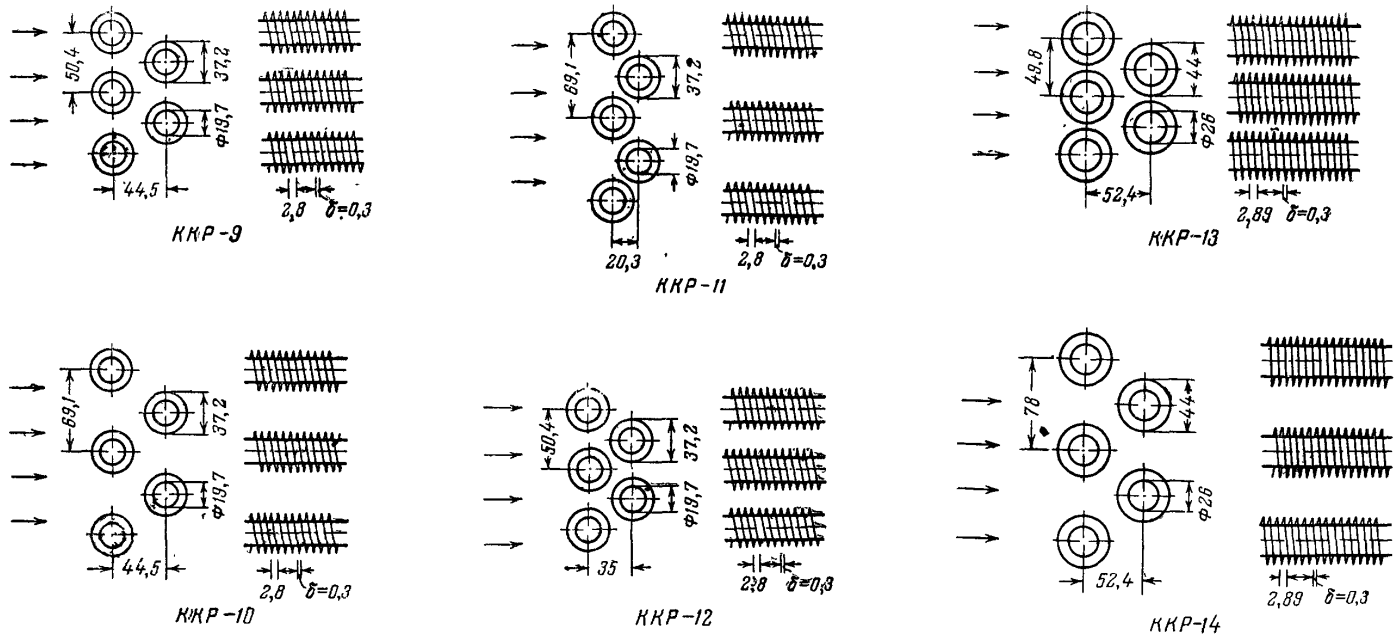


Рис. 9-11. Оребренные трубчатые поверхности, круглые трубы, круглые ребра.

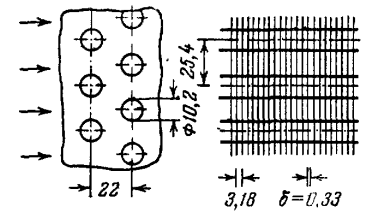


Рис. 9-12. Оребренные трубчатые поверхности, круглые трубы, сплошные ребра.

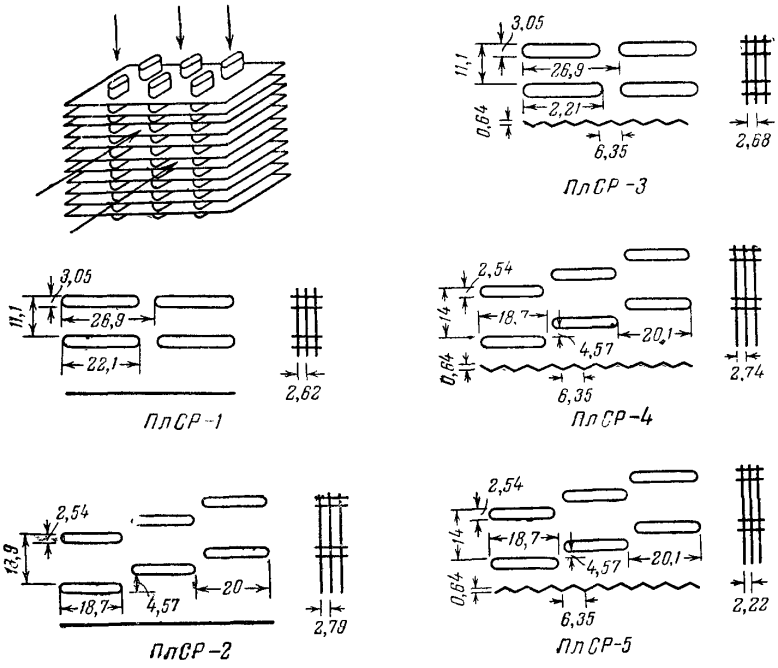
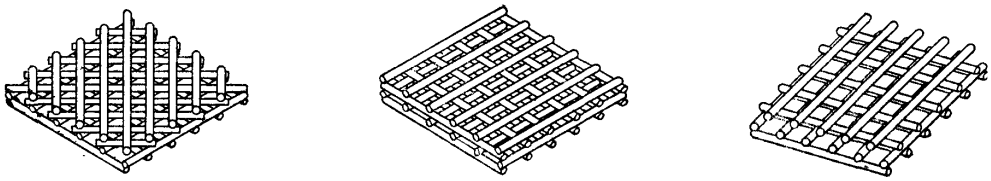
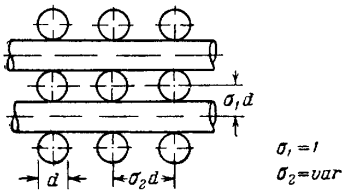


Рис. 9-13. Оребренные трубчатые поверхности, плоские трубы, сплошные ребра.





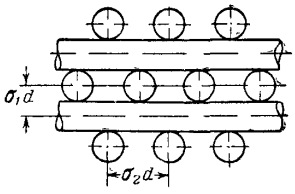


Рис. 9-14. Насадочные поверхности, решетчатая насадка.

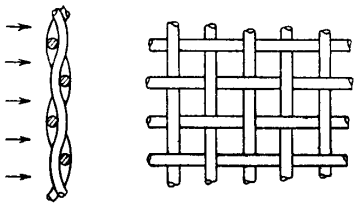


Рис. 9-15. Насадочные поверхности, сетчатая плетеная насадка. Кривые характеристик для такой поверхности приведены на рис. 7-8 и 7-9.

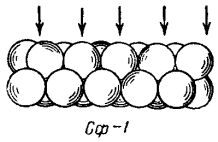


Рис. 9-16. Насадочные поверхности, сферическая насадка. Кривые характеристик приведены на рис. 7-10.

Таблица 9-1

Геометрическая характеристика поверхности. Поток внутри круглых и плоских трубок

Обозначение поверхности	Тип трубки	Гидравлический диаметр $r_г$, *мм*	Геометрический параметр модели $\frac{L}{4r_г}$	Минимальное свободное сечение на одну трубку, $м^2$
ПТ-1	Круглая прямая	5,9	79,2	$0{,}27 \cdot 10^{-4}$
ПлТ-1	Плоская	4,4	—	$0{,}204 \cdot 10^{-4}$
ПлПжТ-1	Плоская пережатая	3,4	—	$0{,}157 \cdot 10^{-4}$

ные непосредственных испытаний приведены на рис. 10-80—10-92 в гл. 10 и в табл. 10-9.

Характеристики плетеных сетчатых насадок с произвольной ориентацией отдельных сеток (рис. 9-15) не представлены в таблицах гл. 10; не приводятся их детальные геометрические характеристики и в данной главе. Однако соотношения, полученные для сетчатых насадок, которые представлены в гл. 7, основаны на ряде источников, на которые и сделаны ссылки.

Другим типом является насадочная поверхность, образованная большим числом беспорядочно расположенных шариков (рис. 9-16). Обобщение данных для таких поверхностей, произведенное на основании результатов, содержащихся в ряде источников, представлено в гл. 7; геометрические характеристики поверхностей в этой главе не приведены, поскольку осуществлялись непосредственные измерения для какой-то конкретной поверхности. В гл. 10, однако, приведены координаты точек, по которым могут быть построены кривые, выражающие характеристики таких поверхностей и помещенные в гл. 2.

Насадочные поверхности обладают, по крайней мере потенциально, высокой компактностью (если в них используются тонкие стержни, проволока и шарики небольших диаметров) и характеризуются интенсивной теплоотдачей. Типичными примерами использования таких поверхностей является применение их в регенеративных теплообменниках периодического действия (см. гл. 2), в качестве топливных элементов в ядерных реакторах и в качестве тепловых аккумуляторов в системах

Таблица 9-2

Геометрическая характеристика поверхности. Поперечное обтекание пучков гладких труб

Обозначение поверхности	Расположение труб в пучке	Методика испытания	Диаметр труб, *мм*	Поперечный шаг, *мм*	Продольный шаг, *мм*	Гидравлический диаметр, *мм*	Отношение свободного сечения к полному сечению	Отношение поверхности теплообмена к полному объему, $м^2/м^3$
Ш-1,50—1,25	Шахматное	Стационарный режим	6,35	9,53	7,94	5,03	0,333	263,45
Ш-1,50—1,25а	»	Нестационарный режим	9,53	14,29	11,90	7,57	0,333	175,19
Ш-1,25—1,25	»	То же	9,53	11,9	11,90	3,81	0,200	211,28
Ш-1,50—1,00	»	» »	9,53	14,29	9,53	5,90	0,333	220,14
Ш-1,50—1,50	»	» »	9,53	14,29	14,29	9,09	0,333	146,98
Ш-2,00—1,00	»	» »	9,53	19,05	9,53	9,96	0,414	165,02
Ш-2,50—0,75	»	» »	9,53	23,80	7,15	8,26	0,366	175,85
К-1,50—1,25а	Коридорное	Стационарный режим	6,35	9,53	7,94	5,06	0,338	263,78
К-1,50—1,25	»	Нестационариый режим	9,53	14,29	11,90	7,57	0,333	175,85
К-1,25—1,25	»	То же	9,53	11,90	11,90	3,77	0,200	211,28
ПлТ-2	Шахматное	Стационарный режим	См. эскизы поверхности			4,37	0,386	354,1
ПлПжТ-2	»	То же	То же			4,88	0,423	354,1

Таблица 9-3

Геометрическая характеристика пластинчато-ребристых поверхностей

а) Гладкие ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, *мм*	Количество ребер на 1 *м* ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Длина ребра в направлении потока, *мм*	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ГлР-1	19,05	79,0	14,45	0,813	30,5	250,0	0,606
ГлР-2	19,05	118,2	10,85	0,813	30,5	321,5	0,706
ГлР-3	19,05	156,0	8,50	0,813	30,5	391,5	0,776
ГлР-4	4,57	См. эскизы поверхности	4,57	См. эскизы поверхности	457,2	См. эскизы поверхности	0,500
ГлР-5	11,94	208,7	6,15	0,152	63,25	616,79	0,719
ГлР-6	10,30	244,1	5,54	0,254	30,48	669,28	0,728
ГлР-7	20,90	355,5	4,64	0,203	30,23	800,50	0,888
ГлР-8	6,35	437,0	3,08	0,152	63,50	1204,05	0,756
ГлР-9	12,20	437,4	3,52	0,203	203,20	1023,60	0,854
ГлР-10	8,38	581,5	2,59	0,152	63,75	1378,00	0,844
ГлР-11	10,60	593,7	2,67	0,152	173,74	1358,25	0,870
ГлР-12	6,35	781,9	1,875	0,152	63,75	1840,53	0,849
ГлР-13	13,82	408,5	3,84	0,254	127,2	950,0	0,863
ГлР-14	6,34	470,0	2,87	0,152	127,2	1290,0	0,769
ГлР-15	6,37	472,5	2,87	0,152	63,5	1288,0	0,773
ГлР-16	6,52	667,0	1,72	0,152	127,2	1990,0	0,861
ГлР-17	5,18	1014,5	1,15	0,152	63,5	2810,0	0,884
ГлР-18	8,77	1195,0	1,22	0,102	63,5	2660,0	0,928
ГлР-19	2,54	1825,0	0,805	0,051	66,8	4360,0	0,837

б) Жалюзийные ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, *мм*	Количество ребер на 1 *м* ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Длина отогнутого ребра, *мм*	Величина отгиба, *мм*	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ЖР-1	6,35	238,6	4,45	0,152	9,53	1,40	839,88	0,640
ЖР-2	6,35	238,6	4,45	0,152	9,53	3,30	839,88	0,640
ЖР-3	6,35	238,6	4,45	0,152	12,7	1,40	839,88	0,640
ЖР-4	6,35	238,6	4,45	0,152	12,7	3,30	839,88	0,640
ЖР-5	6,35	342,5	3,65	0,152	9,53	1,39	1007,20	0,705
ЖР-6	6,35	342,5	3,65	0,152	9,53	2,03	1007,20	0,705
ЖР-7	6,35	437,0	3,08	0,152	4,77	1,40	1204,00	0,756
ЖР-8	6,35	437,0	3,08	0,152	6,35	0,89	1204,00	0,756
ЖР-9	6,35	437,0	3,08	0,152	6,35	1,40	1204,00	0,756
ЖР-10	6,35	437,0	3,08	0,152	9,53	1,40	1204,00	0,756
ЖР-11	6,35	437,0	3,08	0,152	9,53	1,40	1204,00	0,756
ЖР-12	6,35	437,0	3,08	0,152	12,70	1,40	1204,00	0,756
ЖР-13	6,35	437,0	3,08	0,152	19,05	1,01	1204,00	0,756
ЖР-14	6,35	437,0	3,08	0,152	19,05	1,01	1204,00	0,756

Продолжение табл. 9 3

в) Короткие пластинчатые ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами, *мм*	Количество ребер на 1 *м* ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Длина ребра в направлении потока, *мм*	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребра к полной поверхности
ПлР-1	6,35	437,0	3,08	0,152	6,35	1204,0	0,756
ПлР-2	12,30	480,3	3,41	0,102	2,38	1115,5	0,862
ПлР-3	10,50	598,4	2,65	0,152	3,18	1382,0	0,873
ПлР-4	9,52	549,0	2,68	0,254	3,17	1250,0	0,840
ПлР-5	6,02	470,0	2,26	0,152	12,70	1510,0	0,796
ПлР-6	5,23	606,0	1,61	0,152	6,35	2105,0	0,816
ПлР-7	8,97	478,0	2,64	0,101	4,52	1385,0	0,847
ПлР-8	7,72	620,0	2,07	0,101	3,62	1605,0	0,859
ПлР-9	5,12	788,5	1,49	0,101	3,17	2288,0	0,843
ПлР-10	5,21	780,0	1,54	0,101	3,17	2225,0	0,841
ПлР-11	5,23	634,0	1,55	0,152	3,17	2160,0	0,823
ПлР-12	6,48	629,0	1,87	0,152	3,17	1798,0	0,845
ПлР-13	7,98	634,0	1,57	0,152	3,17	2130,0	0,882

г) Волнистые ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, *мм*	Количество ребер на 1 *м* ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Длина волны, *мм*	Амплитуда, *мм*	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ВР-1	10,50	450,4	3,23	0,152	9,58	1,97	1151,6	0,847
ВР-2	9,52	451	3,03	0,254	9,52	1,980	1130,0	0,822
ВР-3	10,50	700,8	2,12	0,152	9,53	1,97	1686,3	0,892

д) Стерженьковые ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, *мм*	Расположение стержней	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Диаметр стержня d, *мм*	Поперечный шаг s_1, *мм*	Продольный шаг s_2, *мм*	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
СтР-1	6,10	Коридорное	4,40	1,018	3,175	3,175	616,8	0,512
СтР-2	10,11	»	3,57	1,018	3,048	2,438	669,3	0,686
СтР-3	19,00	»	1,64	0,787	1,570	1,570	1112,2	0,843
СтР-4	12,70	Шахматное	5,66	1,650	5,055	3,175	459,3	0,704
СтР-5	12,95	Коридорное	9,04	1,650	6,045	4,978	315,6	0,546
СтР-6	12,75	»	4,35	—	—	—	702,0	0,693

е) Перфорированные ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, *мм*	Количество ребер на 1 *м* ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Диаметр отверстий, *мм*	Количество отверстий на 1 $см^2$, шт.	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ПфР	5,08	509	2,51	0,305	2	4,9	1250	0,705

Таблица 9-4

Геометрическая характеристика поверхности. Поперечное обтекание пучков оребренных труб

а) Круглые трубы, круглые ребра

Обозначение поверхности	Расположение труб	Диаметр трубы d, *мм*	Наружный диаметр ребра d_0, *мм*	Поперечный шаг s_1, *мм*	Продольный шаг s_2, *мм*	Количество ребер на 1 *м* длины, шт	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Отношение площадей живого и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, *м²/м³*	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ККР-1	Шахматное	9,65	23,40	24,77	20,38	289,0	4,75	0,457	0,538	459,3	0,892
ККР-2	„	9,65	23,40	24,77	20,38	343,3	3,93	0,457	0,524	534,8	0,910
ККР-3	„	10,67	21,90	24,77	20,38	343,3	4,42	0,483	0,494	446,9	0,876
ККР-4	„	9,65	23,40	24,77	20,38	451,1	2,98	0,406	0,510	685,7	0,931
ККР-5	„	16,40	28,50	31,29	34,40	275,6	6,68	0,254	0,449	269,0	0,830
ККР-6	„	16,40	28,50	31,29	34,40	342,5	5,49	0,254	0,443	323,8	0,862
ККР-7	„	16,40	28,50	46,93	34,40	342,5	11,68	0,254	0,628	215,5	0,862
ККР-8	„	19,70	37,20	39,60	44,50	356,3	5,13	0,305	0,455	354,3	0,835
ККР-9	„	19,70	37,20	50,34	44,50	356,3	8,18	0,305	0,572	279,2	0,835
ККР-10	„	19,70	37,20	69,21	44,50	356,3	13,59	0,305	0,688	203,0	0,835
ККР-11	„	19,70	37,20	69,21	20,38	356,3	4,85	0,305	0,537	442,9	0,835
ККР-12	„	19,70	37,20	50,34	34,93	356,3	6,43	0,305	0,572	354,3	0,835
ККР-13	„	26,0	44,00	49,76	52,40	346,5	5,89	0,305	0,439	299,2	0,825
ККР-14	„	26,0	44,00	78,21	52,40	346,5	13,21	0,305	0,643	190,6	0,825

б) Круглые трубы, сплошные ребра

Обозначение поверхности	Расположение труб	Диаметр трубы, *мм*	Тип ребра	Количество ребер на 1 *м* длины, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Отношение площадей живого и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, *м²/м³*	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
КСР-1	Шахматное	10,21	Гладкое	315,0	3,63	0,330	0,534	587,3	0,913
КСР-2	„	17,17	„	305,1	3,43	0,406	0,481	554	0,950

в) Плоские трубы, сплошные ребра

Обозначение поверхности	Расположение труб	Тип ребра	Длина сечения трубы вдоль движения, *мм*	Ширина сечения трубы перпендикулярно движению, *мм*	Количество ребер на 1 *м* длины, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, *мм*	Толщина ребра δ, *мм*	Отношение площадей свободного и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, *м²/м³*	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ПлСР-1	Коридорное	Гладкое	22,10	3,05	381,1	3,60	0,1016	0,697	751,3	0,795
ПлСР-2	Шахматное	„	18,72	2,54	358,3	4,21	0,1016	0,788	734,9	0,813
ПлСР-3	Коридорное	Рифленое	22,10	3,05	381,1	3,60	0,1016	0,697	751,3	0,795
ПлСР-4	Шахматное	„	18,72	2,54	365,7	4,12	0,1016	0,788	748,0	0,814
ПлСР-5	„	„	18,72	2,54	445,7	3,51	0,1016	0,780	885,8	0,845

Таблица 9-5

Геометрическая характеристика поверхности. Течение через решетчатые насадочные поверхности

№ насадки	Пористость p	Диаметр стержня d, *мм*	Поперечный шаг X_t	Гидравлический радиус r, *мм*	Отношение полного живого и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ϕ, $м^2/м^3$	$Re/Re_{(d)}$
I	0,832	9,55	4,675	11,80	0,618	70,5	3,68
II	0,817	9,55	4,292	10,65	0,588	76,8	3,21
III	0,766	9,55	3,356	7,82	0,493	98,4	2,11
IV	0,725	9,55	2,856	6,28	0,422	115,5	1,536
V	0,675	9,55	2,417	4,94	0,344	136,5	1,058
VI	0,602	9,55	1,974	3,61	0,243	167,0	0,612
VII	0,500	9,55	1,571	2,38	0,132	210,0	0,264

воздухоподогревателей, где тепло отбирается от выхлопных газов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Grimison E. D., Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross-flow of Gases over Tube Banks, Trans. ASME, vol. 59, 1937.

2. Jameson S. L., Tube Spacing in Finned-tube Banks, Trans. ASME, vol. 67, 1945.

3. Extended Surface Heat Transfer Equipment (as corrected), Trane Company Bulletin DS-378, March 1953, The Trane Company, LaCrosse, Wisc.

4. Briggs D. C., London A. L., The Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Five Offset Rectangular and Six Plain Triangular Plate-fin Heat Transfer Surfaces, Trans. Intern. Heat Transfer Conf., 1961, Paper 14, p. 122, ASME.

5. Briggs D. C., London A. L., The Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Five Offset Rectangular and Six Plain Triangular Plate-fin Heat Transfer Surfaces, Tech. Rept, 49, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, November 1960.

Глава десятая

ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

В этой главе представлены данные испытаний 120 компактных поверхностей. Геометрическая характеристика поверхностей подробно дана в предыдущей главе. Источники данных и экспериментальные методы рассмотрены в гл. 8. В настоящей главе содержится краткое описание таблиц и графиков, сопровождаемое дополнительными разъяснениями некоторых результатов испытаний, нуждающихся в комментариях.

Результаты, полученные при исследовании различных форм поверхности, представлены в том же порядке, что и эскизы поверхностей на рис. 9-1—9-16. Кроме того, эскизы поверхностей даны на каждом из графиков, характеризующих теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. Сведения, характеризующие размеры каждой поверхности, приведены в тексте, относящемся к графику. Эти же данные помещены в табл. 9-1—9-5.

Абсциссой на каждом из графиков является число Рейнольдса ($\mathrm{Re}=4r_г G/\mu$). Во всех случаях, исключая насадочные поверхности, массовая скорость G определена в минимальном свободном сечении f_c, а гидравлический диаметр $4r_г$ определен по уравнению (1-4). Для насадочных поверхностей G относится к эффективному свободному сечению, которое представляет произведение пористости на полное сечение $pf_{фр}$. По оси ординат откладываются два параметра: 1) коэффициент сопротивления f, который во всех случаях определяется уравнением (1-5), 2) безразмерный параметр, характеризующий теплоотдачу и представляющий собой произведение числа Стантона на число Прандтля в степени $^2/_3$:

$$\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3}=\frac{\alpha}{Gc_p}\left(\frac{\mu c_p}{\lambda}\right)^{2/3}.$$

На графиках для всех результатов опытов, полученных под руководством авторов настоящей работы, все экспериментальные точки помечены значками. Экспериментальные точки, отмеченные кружками (O), были получены при исследовании процесса теплопередачи (испытания при горячей теплообменной поверхности). Экспериментальные точки, помеченные крестиками (×), получены в опытах при исследовании коэффициента сопротивления, когда теплообменная поверхность не нагревалась (испытания при холодной теплообменной поверхности). Наблюдаемые в некоторых случаях расхождения между значениями коэффициента сопротивления, определенными на горячей и холодной теплообменной поверхности (см., например, рис. 10-1), объясняются влиянием изменения свойств теплоносителя с изменением температуры, которое рассматривалось в гл. 4.

Сплошные линии, проведенные через полученные экспериментальные точки, являются наилучшей интерпретацией результатов испытаний.

Следует отметить, что кривая $St\,Pr^{2/3}$, наилучшим образом отражающая испытания при нагреве воздуха конденсирующимся паром, лежит несколько выше экспериментальных точек, особенно при высоких числах Рейнольдса. Это объясняется тем обстоятельством, что экспериментальные точки были вычислены непосредственно из результатов опытов без внесения поправки на термическое сопротивление пленки конденсата на стороне пара. Перед построением кривых, наилучшим образом отражающих результаты экспериментов, была введена расчетная поправка, учитывающая сопротивление конденсатной пленки на стороне пара, и разница между экспериментальными точками и кривой соответствует этой поправке. Так как сопротивление теплопередаче на стороне пара составляло обычно менее 10% общего сопротивления, то не требовалось особенно точной оценки поправки на сопротивление пленки конденсата.

Для результатов, полученных методом нестационарного режима, поправки на сопротивление конденсатной пленки на стороне пара не требовалось; в этих случаях кривая, наилучшим образом отражающая результаты опытов, проходит точно через экспериментальные точки.

В тех случаях, когда данные о гидродинамическом сопротивлении получались как при нагретой, так и при холодной теплообменной поверхности, кривая строилась по точкам, соответствующим холодной поверхности, чтобы не вносить неопределенностей, связанных с влиянием изменения свойств, зависящих от температуры.

На рис. 10-11, 10-15, 10-16 и 10-79—10-84 не нанесены экспериментальные точки. Кривые на этих рисунках являются графическим изображением уравнений, которые заимствованы из указанных литературных источников, и не отражают данных, полученных под руководством авторов настоящей работы. Они включены для расширения информации о компактных поверхностях и представляют наиболее надежные из известных данных.

Таблицы 10-1—10-10 содержат численные результаты исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления для всех поверхностей, выполненных под руководством авторов. Табличные данные сняты непосредственно с кривых и не являются экспериментальными. С их помощью можно построить кривые, идентичные приведенным на графиках. Некоторые особенности отдельных графиков будут отмечены в том же порядке, в каком расположены эти графики.

На графике рис. 10-12 кривая, характеризующая коэффициент сопротивления, при высоких значениях числа Рейнольдса нанесена пунктиром. При коридорном расположении трубок довольно часто при высоких значениях Re возникает свистящий звук, и, если он достаточно сильный, это может соответствовать увеличению коэффициента сопротивления. Для поверхности, показанной на рис. 10-12, отмеченное явление наступает при значениях числа Рейнольдса выше 9 000 и, как указано, связано с увеличением коэффициента сопротивления. Пунктирная часть кривой построена в предположении, что свистящего звука не возникает. Возникновение свиста связано не только с режимом течения, который определяется критерием Рейнольдса, но и с другими привходящими факторами; поэтому значения коэффициента сопротивления, соответствующие таким условиям работы, нехарактерны и рассматривать их нецелесообразно. В некоторых случаях тенденция к «свисту» может помешать применению таких поверхностей, если только нет возможности каким-либо способом устранить его [Л. 1, 2]. Другие поверхности, где возникают акустические явления, рассматриваются ниже.

На графиках рис. 10-13 и 10-14 кривая, характеризующая теплоотдачу, не продолжена в область низких значений критерия Рейнольдса. Эти поверхности исследовались методом нестационарного режима, который оказался удовлетворительным при турбулентном движении, но не дает точных результатов при ла-

минарном течении. Поэтому кривая, наиболее точно отображающая результаты экспериментов, показана только для диапазона, соответствующего полностью установившемуся турбулентному течению.

При исследовании как теплоотдачи, так и гидравлического сопротивления поверхности, представленной на рис. 10-17, возникли некоторые затруднения, связанные с появлением резкого свистящего звука

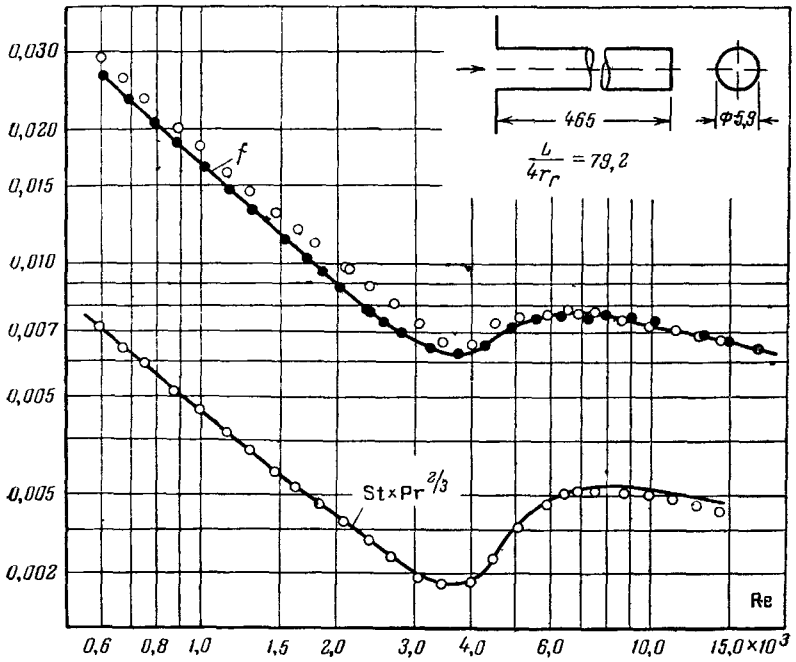


Рис 10-1. Поток в круглых трубах. Поверхность ПТ-1. Гидравлический диаметр 5,9 *мм*. Площадь свободного сечения одной трубы $0{,}27 \cdot 10^{-4}$ *м*^{2}.

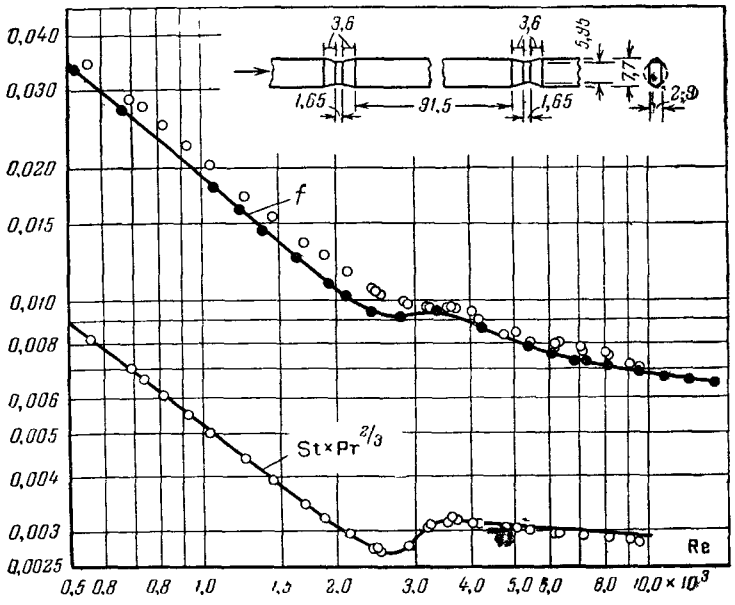


Рис. 10-2. Поток в плоской трубе. Поверхность ПлТ-1. Гидравлический диаметр канала $4r_г = 4{,}4$ *мм*. Минимальное свободное сечение одной трубы $f_с = 0{,}204 \cdot 10^{-4}$ *м*^{2}.

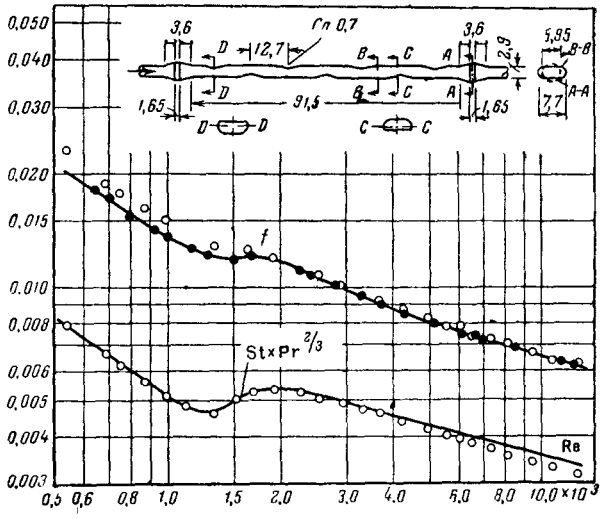


Рис. 10-3. Поток в плоской пережатой трубе. Поверхность ПлПжТ-1.
Глубиина вмятнны 0,76 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = =3,4 *мм*. Минимальное свободиое сечеиие одной трубы $f_с$ = $=0{,}157 \cdot 10^{-4}$ *м*².

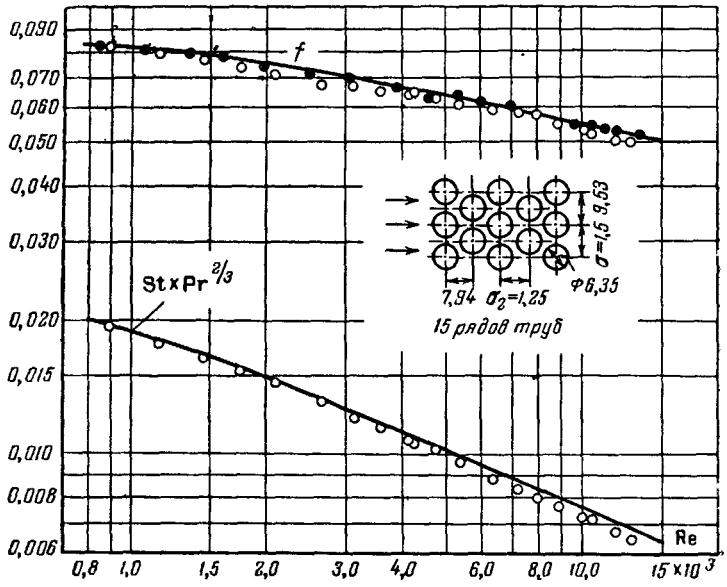


Рис. 10-4. Поперечиое обтекание шахматиого пучка труб. Поверхиость Ш-1,50—1,25 (метод стациоиариого режима). Минимальиое свободное сечение перпеидикулярно потоку. Гидравлический диаметр $4r_г$=5,03 *мм*; $\sigma = f_с/f_{фр} = 0{,}333$; $\psi = F/f_{фр}L = 263{,}45$ *м*²/*м*³.

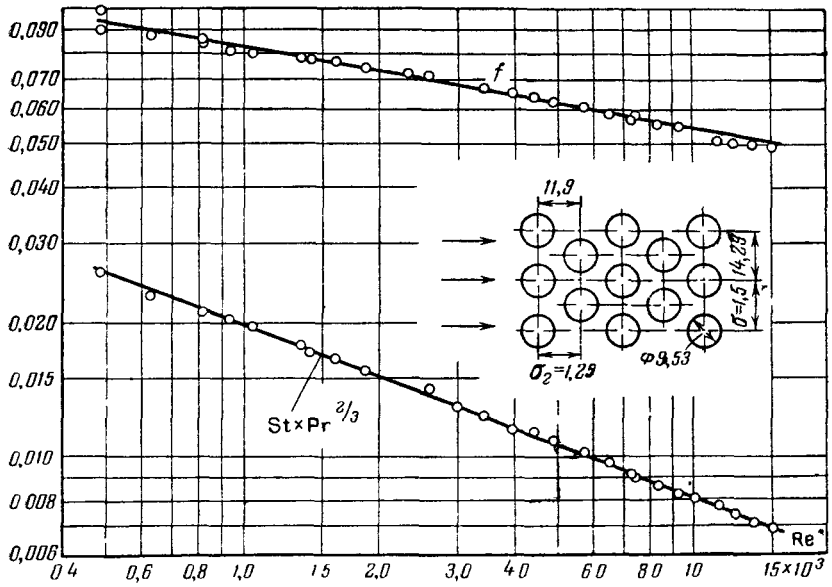


Рис 10-5 Поперечное обтекание шахматиого пучка труб
Поверхность Ш-1,50—1,25а (метод нестационарного режима). Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.
Гидравлический диаметр $4r_г=7{,}57$ *мм*; $\sigma=0{,}333$, $\psi=175{,}19$ $м^2/м^3$

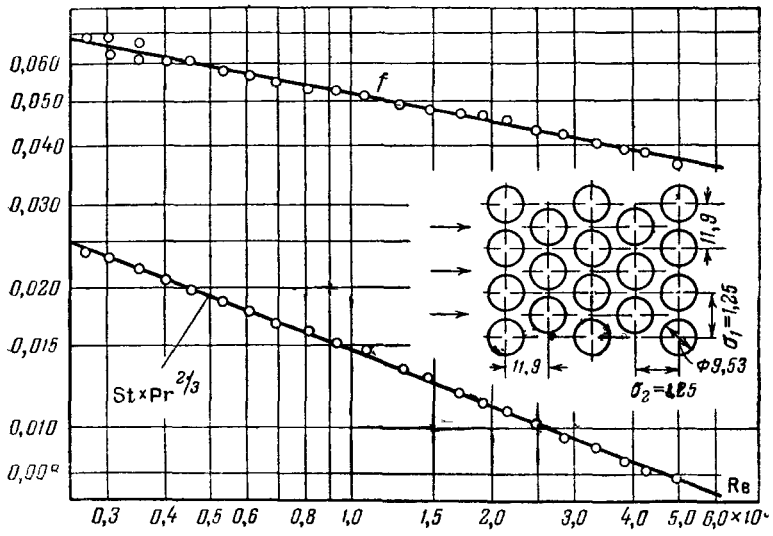


Рис 10-6 Поперечное обтекание шахматного пучка труб
Поверхность Ш-1,25—1,25 (метод нестационарного режима) Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.
Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}81$ *мм*, $\sigma=0{,}200$, $\psi=211{,}28$ $м^2/м^3$.

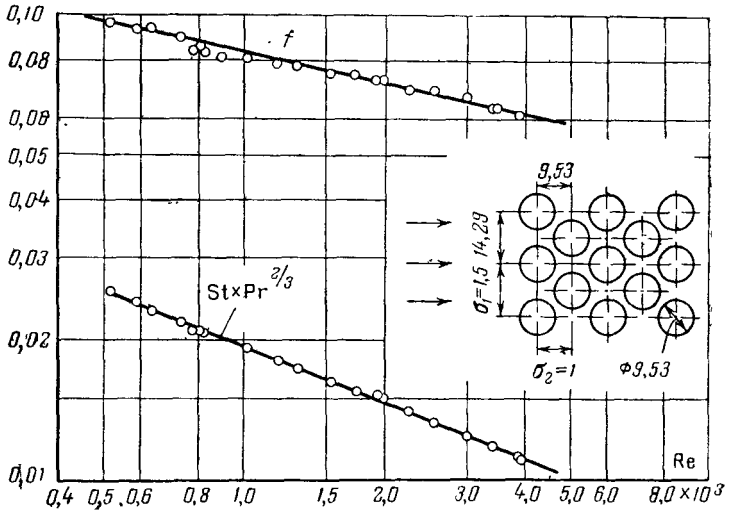


Рис. 10-7. Поперечное обтекание шахматного пучка труб. Поверхность Ш-1,50—1,00 (метод нестационарного режима). Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку. Гидравлический диаметр $4r_г=5{,}90$ *мм*; $\sigma=0{,}333$; $\psi=220{,}14$ $м^2/м^3$.

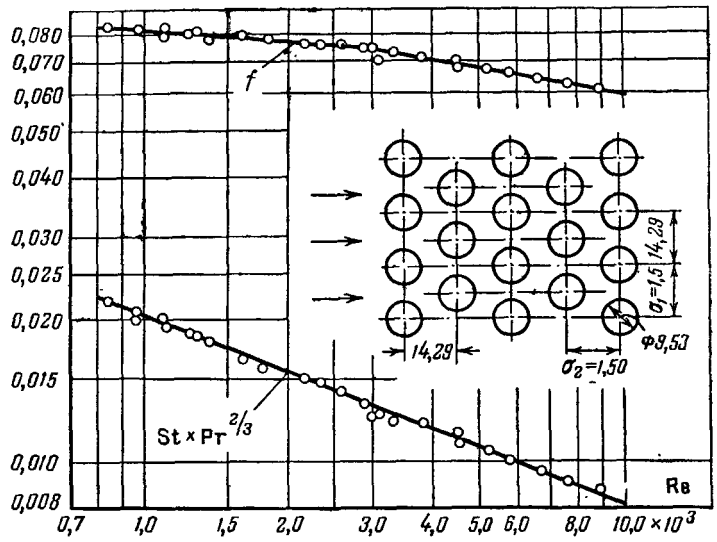


Рис. 10-8. Поперечное обтекание шахматного пучка труб. Поверхность Ш-1,50—1,50 (метод нестационарного режима). Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку. Гидравлический диаметр $4r_г=9{,}09$ *мм*; $\sigma=0{,}333$; $\psi=146{,}98$ $м^2/м^3$.

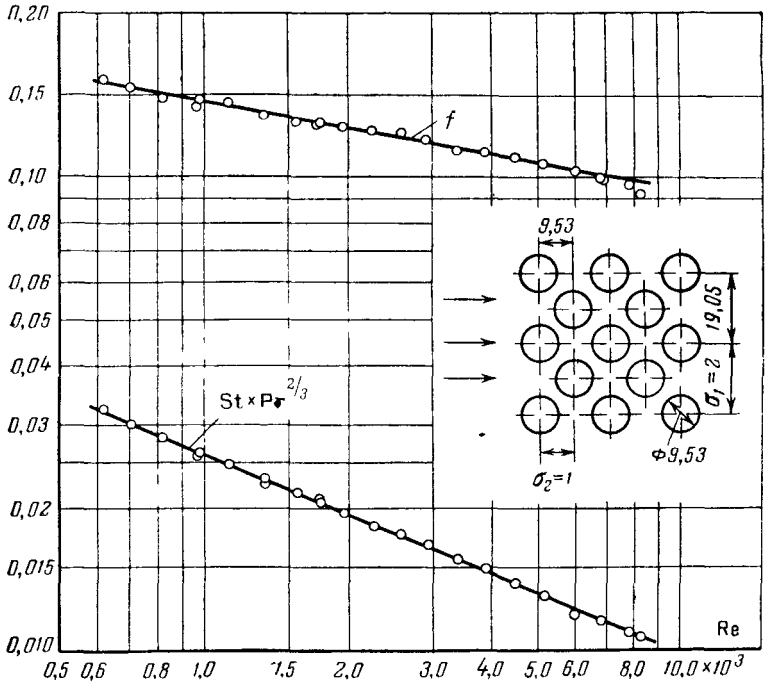


Рис. 10-9. Поперечное обтекание шахматного пучка труб. Поверхность Ш-2,0—1,0 (метод нестационарного режима). Минимальное свободное сечение лежит в диагональной плоскости. Гидравлический диаметр $4r_г=9{,}96$ *мм*; $\sigma=0{,}414$; $\psi=165{,}02$ *м²/м³*.

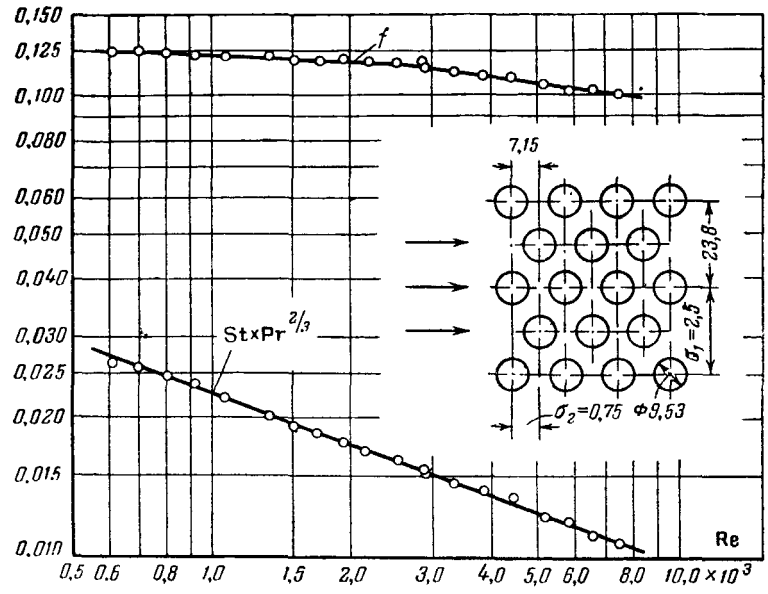


Рис. 10-10. Поперечное обтекание шахматного пучка труб. Поверхность Ш-2,50—0,75 (метод нестационарного режима). Минимальное свободное сечение лежит в диагональной плоскости. Гидравлический диаметр $4r_г=8{,}26$ *мм*; $\sigma=0{,}366$; $\psi=175{,}85$ *м²/м³*.

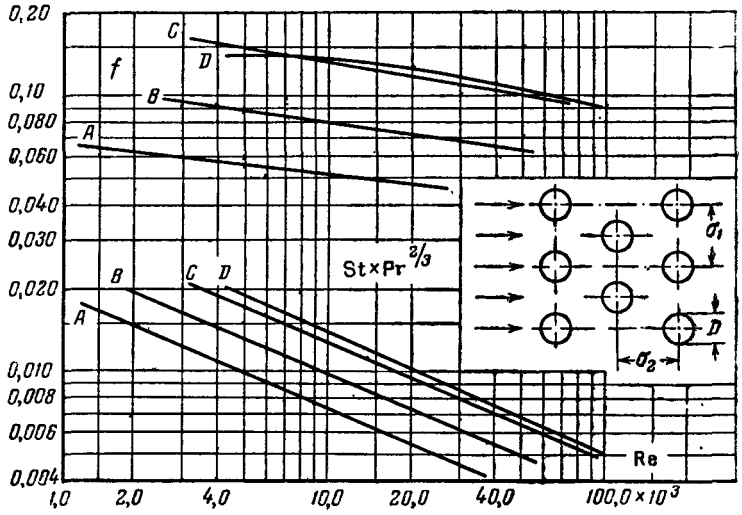


Рис. 10-11. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Данные Гримисона

	σ_1	σ_2
A	1,25	2,0
B	1,50	2,0
C	2,00	1,5
D	2,00	2,0

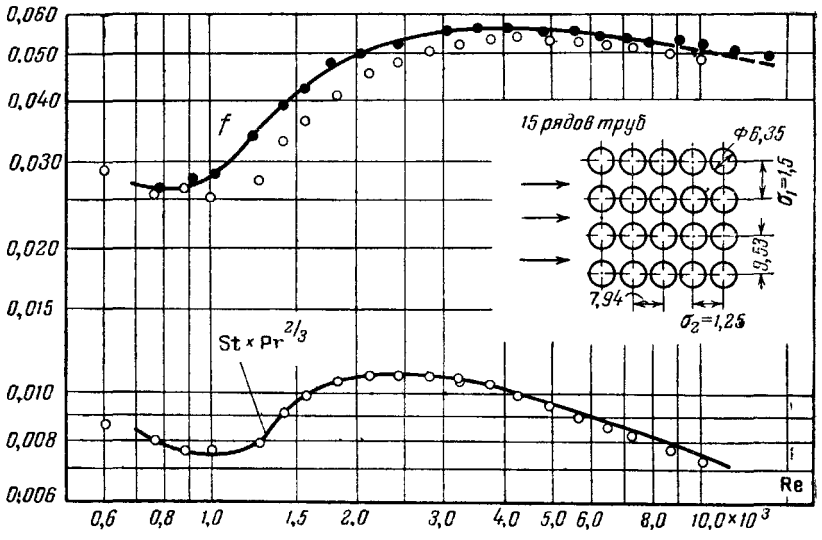


Рис. 10-12. Поперечное обтекание коридорного пучка труб.
Поверхность К-1,50—1,25а. Глубина пучка — 15 рядов труб (метод стационарного режима).
Гидравлический диаметр $4r_г=5{,}06$ *мм*; $\sigma=0{,}338$; $\psi=263{,}78$ $м^2/м^3$.

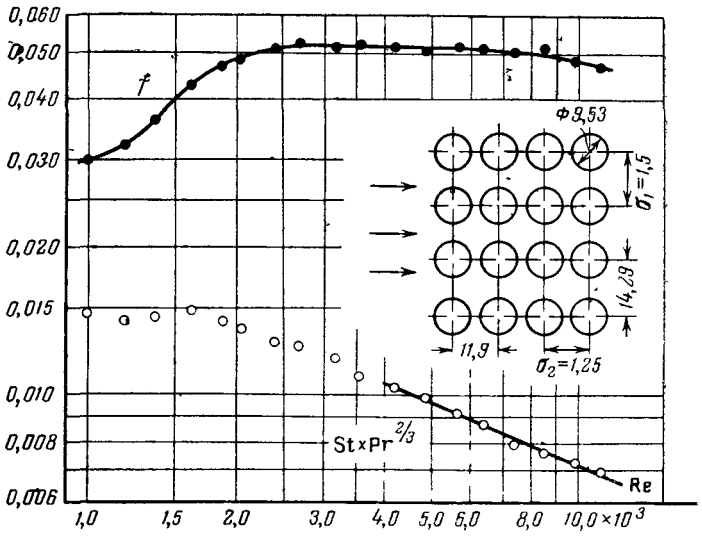


Рис. 10-13. Поперечное обтекание коридорного пучка труб.
Поверхность К-1,50—1,25 (метод нестационарного режима).
Гидравлический диаметр $4r_г=7{,}57$ *мм*; $\sigma=0{,}333$; $\psi=175{,}85$ $м^2/м^3$.

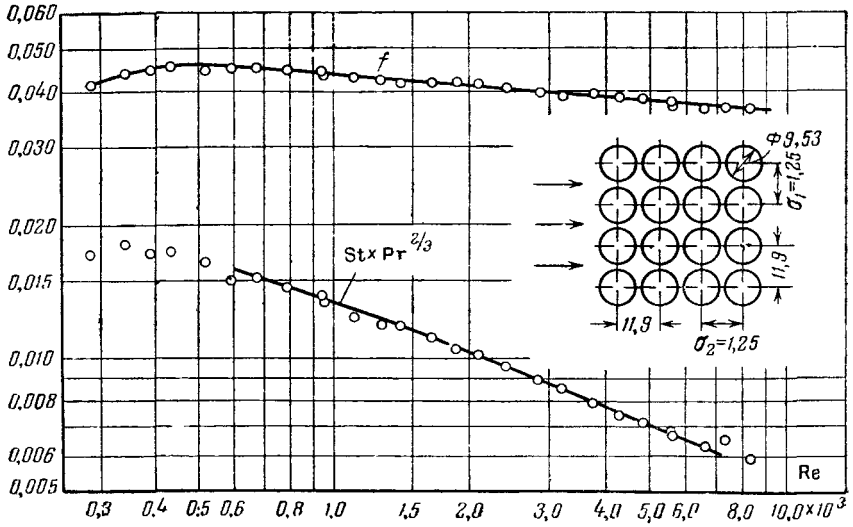


Рис. 10-14. Поперечное обтекание коридориого пучка труб.
Поверхиость К-1,25—1,25 (метод нестационарного режима).
Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}77$ *мм*; $\sigma=0{,}200$; $\psi=211{,}28$ $м^2/м^3$.

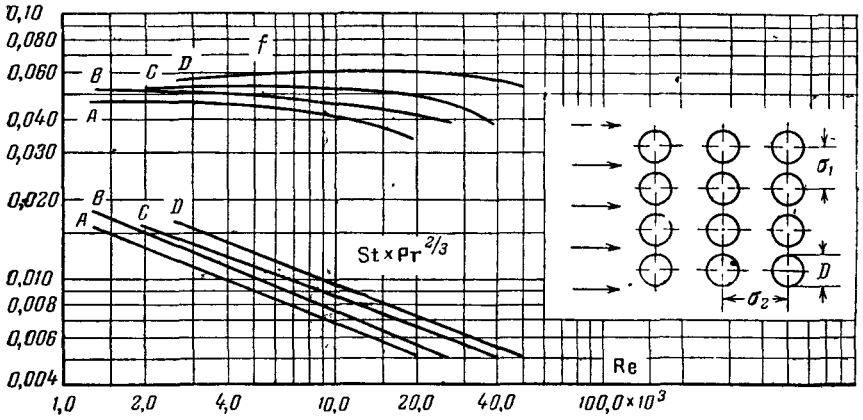


Рис. 10-15. Поперечное обтекание коридорных пучков труб.
Данные Гримисона; № 1

	σ_1	σ_2
A	1,25	1,50
B	1,25	2,0
C	1,50	1,50
D	1,50	2,0

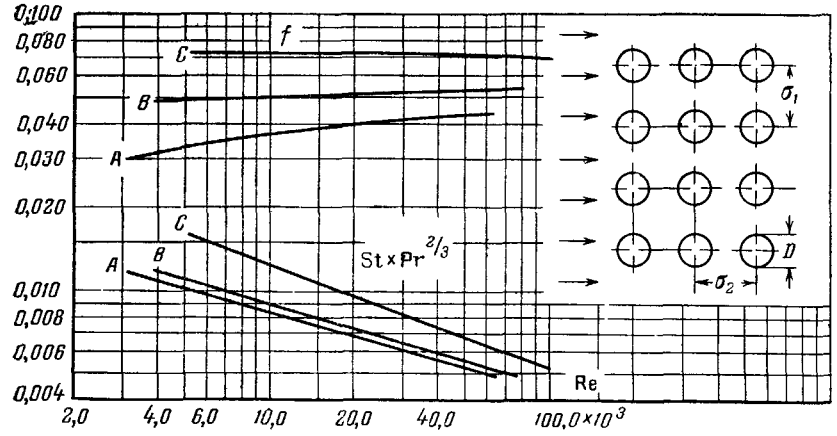


Рис. 10-16. Поперечное обтекание коридорных пучков труб.
Данные Гримисона; № 2

	σ_1	σ_2
A	2,00	1,25
B	2,0	1,50
C	2,0	2,0

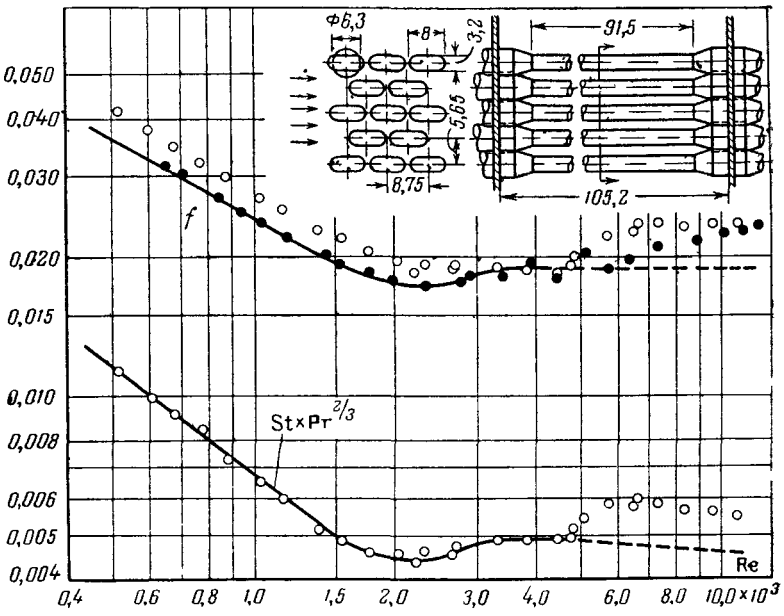


Рис 10-17 Поперечное обтекание шахматного пучка плоских труб. Поверхность ПлТ-2.
Гидравлический диаметр $4r_г=4{,}37$ *мм*; $\sigma=0{,}386$; $\psi=354{,}1$ $м^2/м^3$.

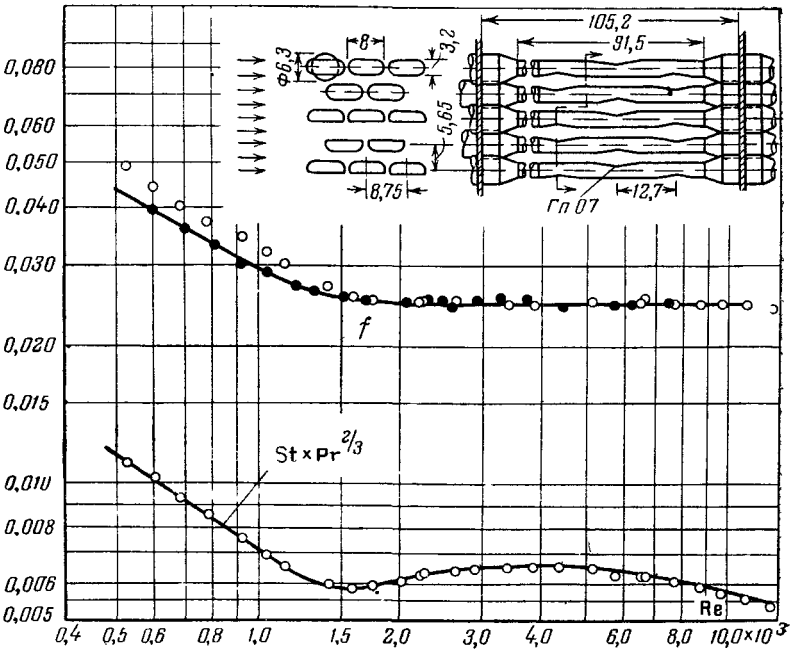


Рис 10-18 Поперечное обтекание шахматного пучка плоских пережатых труб Поверхность ПлПжТ-2.
Гидравлический диаметр $4r_г=4{,}88$ *мм*; $\sigma=0{,}423$; $\psi=354{,}1$ $м^2/м^3$.

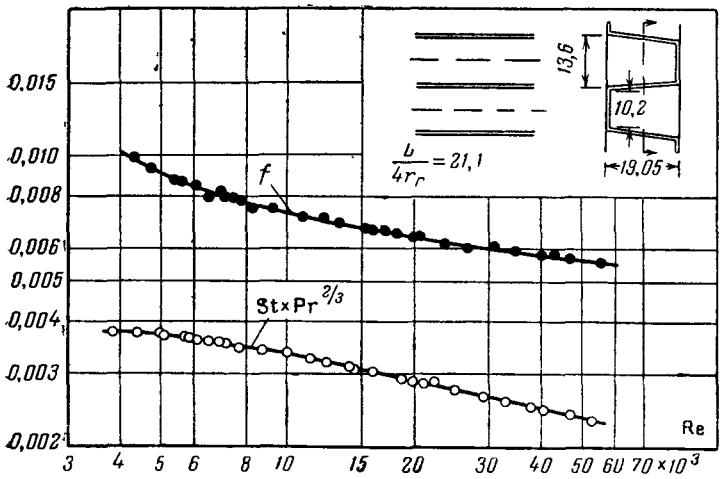


Рис. 10-19. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-1.

Число ребер 79 на 1 *м*. Расстояние между пластинами b = =19,05 *мм*. Длина ребра 30,5 *см*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$=14,45 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,813 *мм*. β=250,0 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,606.

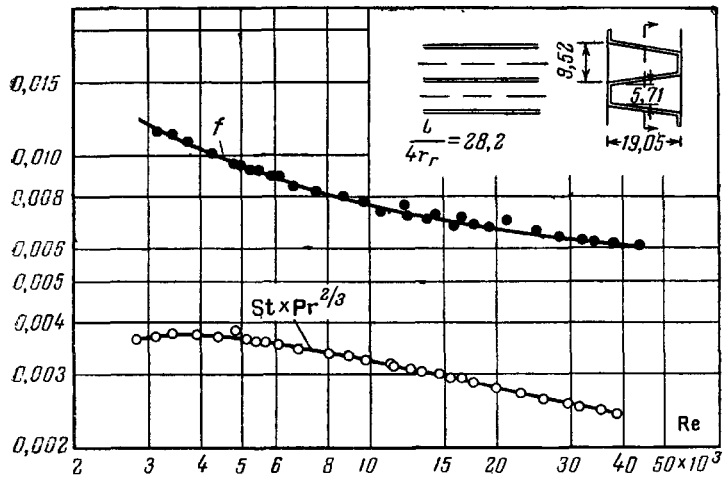


Рис. 10-20. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-2.

Число ребер 118,2 на 1 *м*. Расстояние между пластинами b = =19,05 *мм*. Длина ребра 30,5 *см*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$=10,85 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,813 *мм*. β=321,5 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,706.

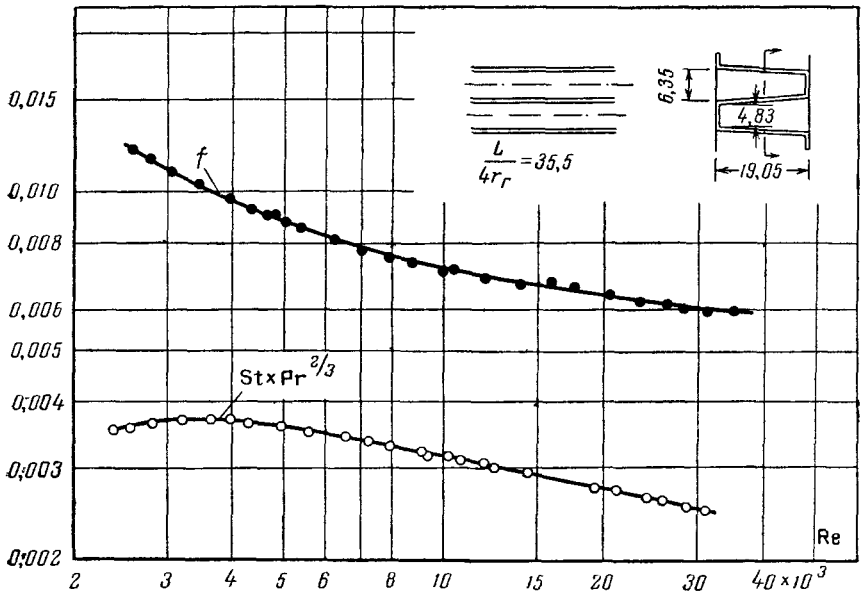


Рис. 10-21. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-3. Число ребер 156 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=19{,}05$ *мм*. Длина ребра 30,5 *см*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=8{,}5$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,813 *мм*. $\beta=391{,}5$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,776.

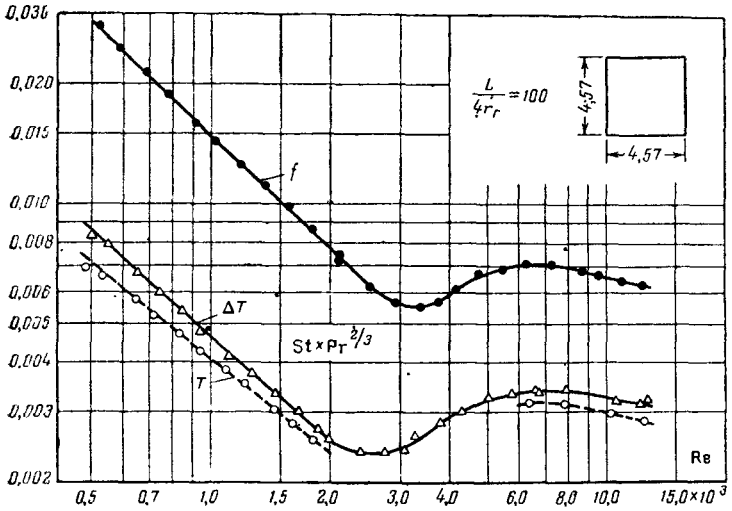


Рис. 10-22. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-4. Исследовавшаяся модель этой поверхности была образована трубками квадратного сечения, а не оребренными пластинами. Поэтому сведения о толщине ребра и поверхности в единице объема здесь не приводятся.

△ — экспериментальные точки при постоянной разности температур стенки и теплоносителя; ○ — экспериментальные точки при постоянной температуре стенки; ● — экспериментальные точки, соответствующие коэффициенту сопротивления в изотермических условиях. Гидравлический диаметр $4r_г=4{,}57$ *мм*. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,500.

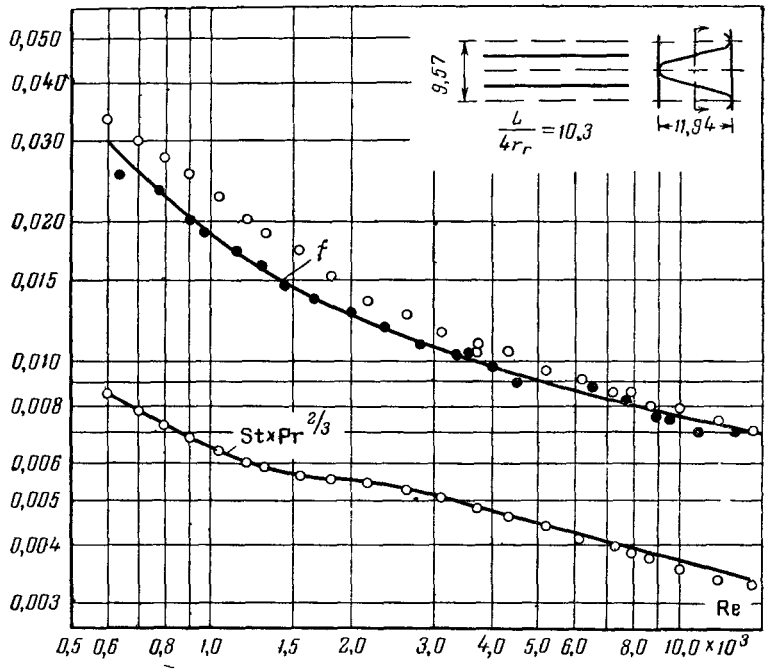


Рис. 10-23. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-5.

Число ребер 208,7 на 1 *м*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. Гидравлический диаметр $4r_г$=6,15 *мм* β=616,79 *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,719.

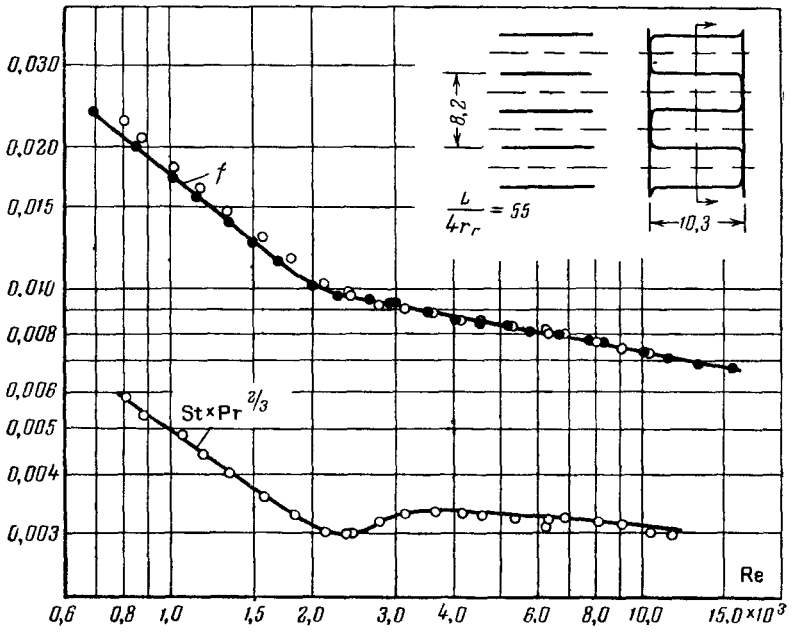


Рис. 10-24. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-6.

Число ребер 244,1 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$= =5,54 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,254 *мм*. β= =669,28 *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,728.

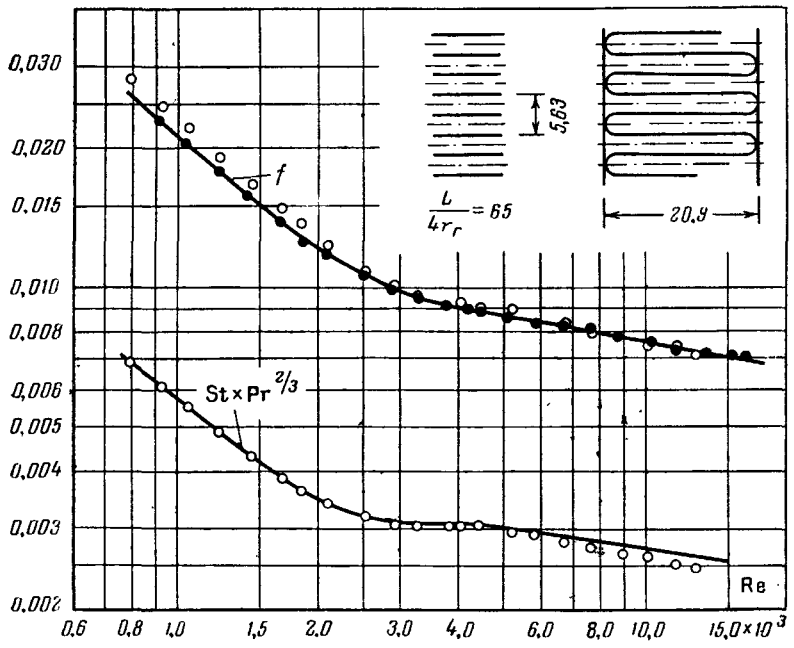


Рис. 10-25. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-7.

Число ребер 355,5 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=4{,}64$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,203 *мм*. $\beta=800{,}5$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,888.

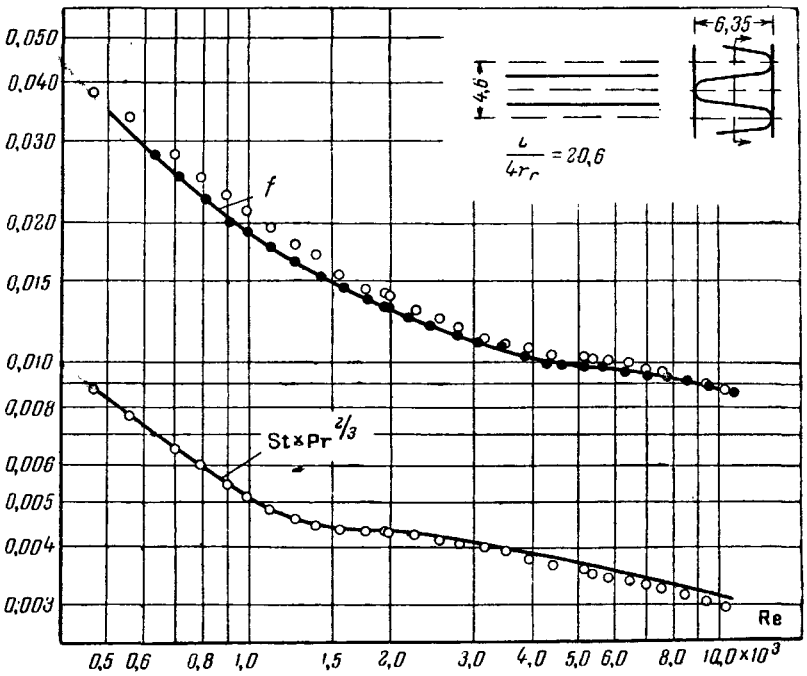


Рис. 10-26. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-8.

Число ребер 437,0 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=3{,}08$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1204{,}05$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

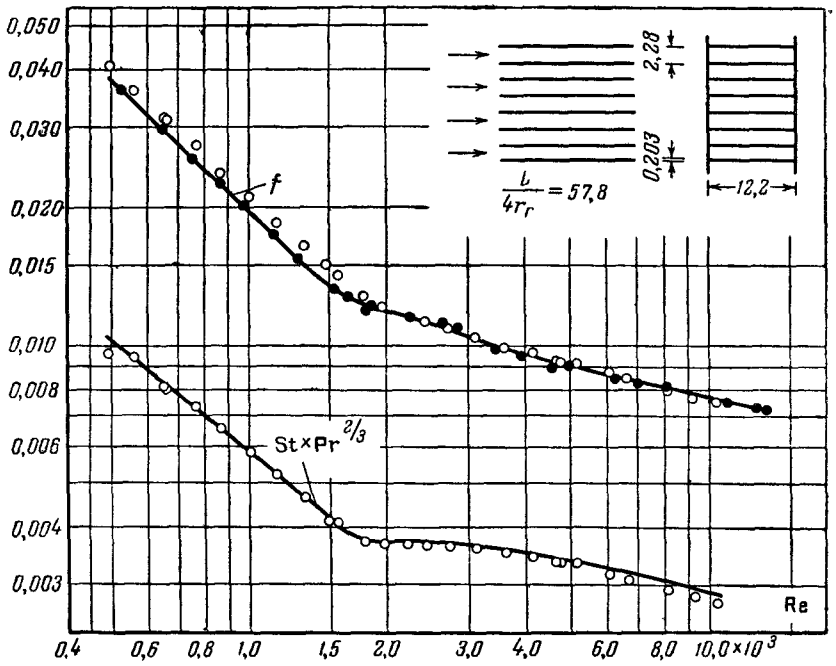


Рис. 10-27. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-9. Число ребер 437,4 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г = 3{,}52$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,203. $\beta = 1023{,}6$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,854.

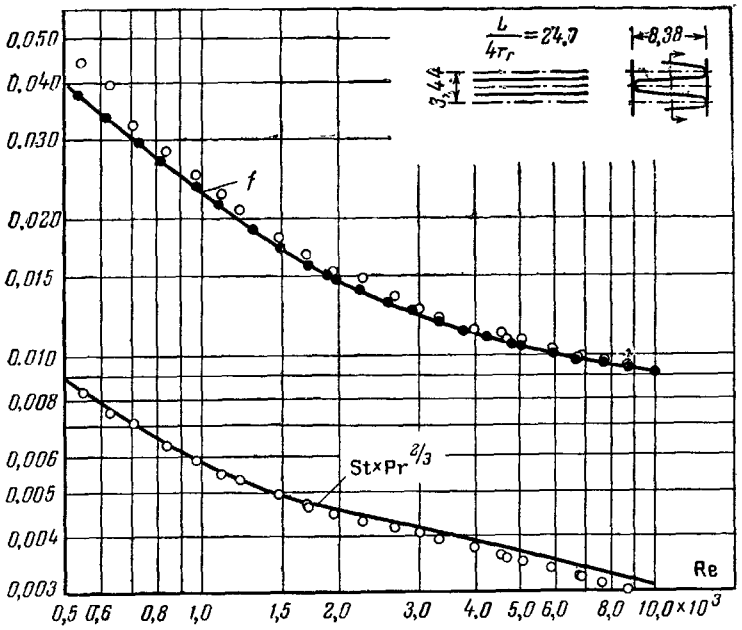


Рис. 10-28. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-10.
Число ребер 581,5 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала 2,59 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta = 1\,378$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,844.

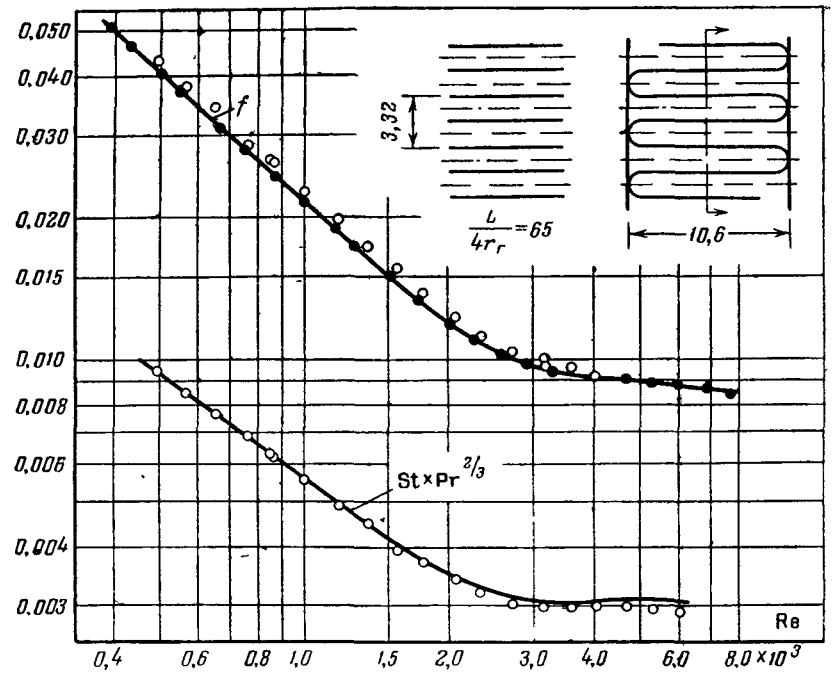


Рис. 10-29. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-11.

Число ребер 593,7 на 1 *м*. Гидравлический диаметр 2,67 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1358{,}25$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,870.

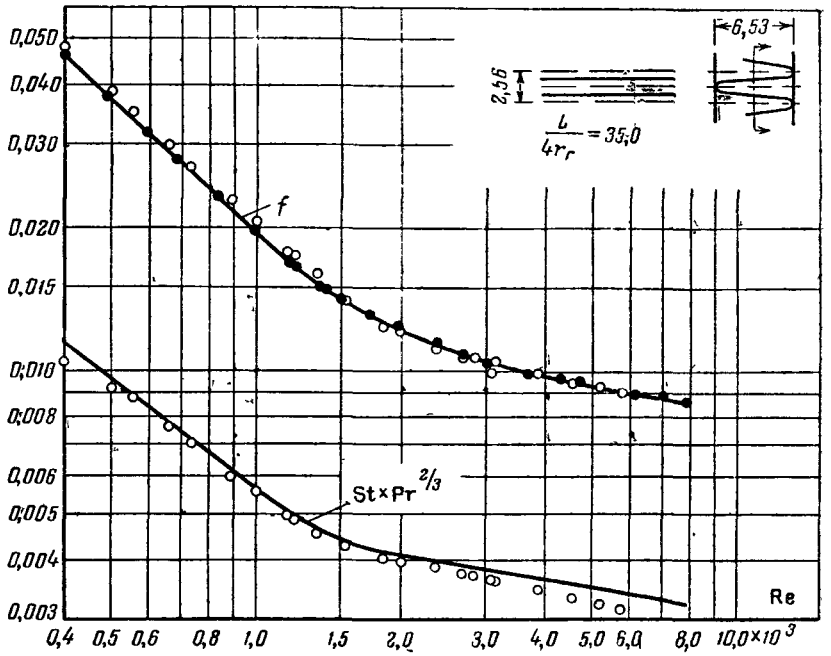


Рис. 10-30. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-12.

Число ребер 781,9 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_r=1{,}875$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1840{,}53$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,849.

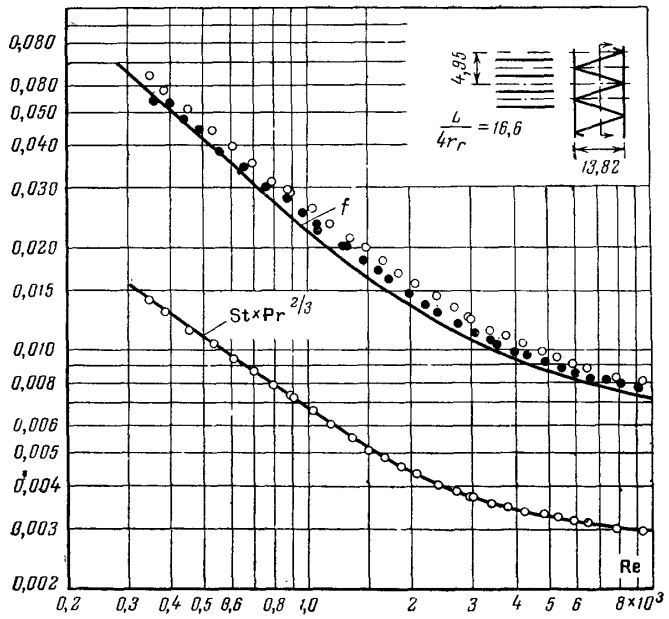


Рис. 10-31. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-13*.

Число ребер 408,5 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=13{,}82$ *мм*. Длина ребра в направлении потока 127,2 *мм*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}84$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,254 *мм*. $\beta=950$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,863.

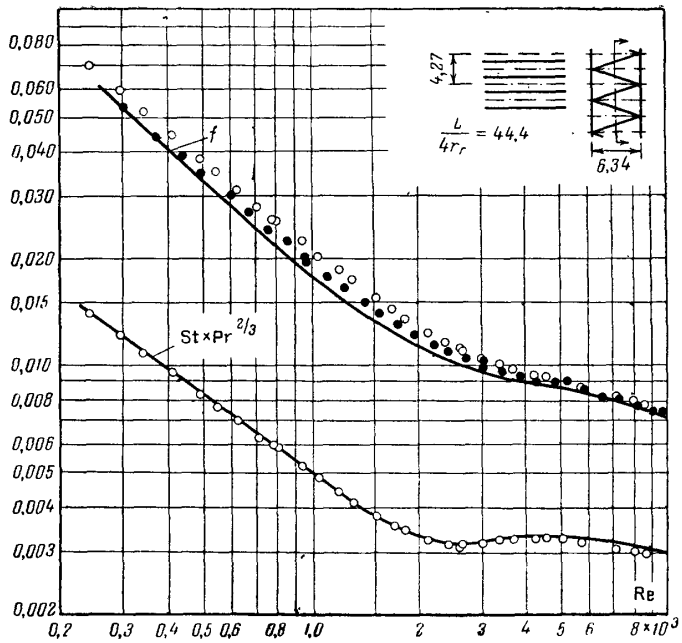


Рис. 10-32. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-14 *.

Число ребер 470 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=6{,}34$ *мм*. Длина ребра в направлении потока 127,2 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}87$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1\,290$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,769.

* Кривая, наилучшим образом выражающая результаты опытов для коэффициента сопротивления, не проходит через экспериментальные точки «холодных» испытаний, поскольку поправки для K_c и K_e как функция Re были внесены отдельно.

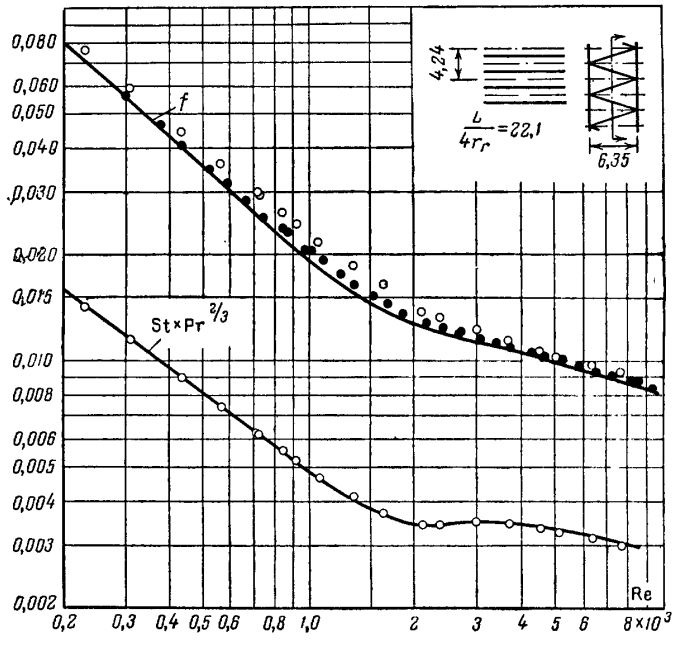


Рис. 10-33. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-15.

Число ребер 472,5 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=6{,}37$ *мм*. Длина ребра в направлении потока 63,5 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}87$ *мм*. Материал ребер — никель, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1\,288$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,773.

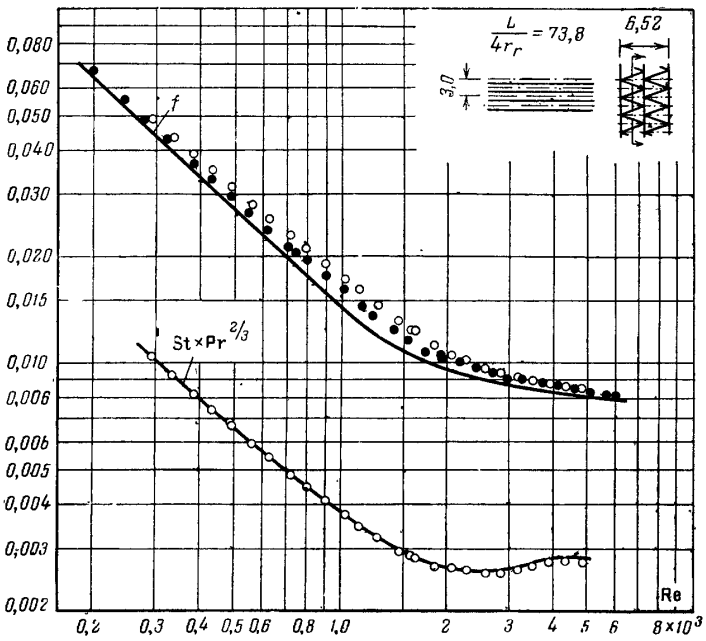


Рис. 10-34. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-16.

Число ребер 667 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=6{,}52$ *мм*. Длина ребра в направлении потока 127,2 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}72$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1\,990$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,861.

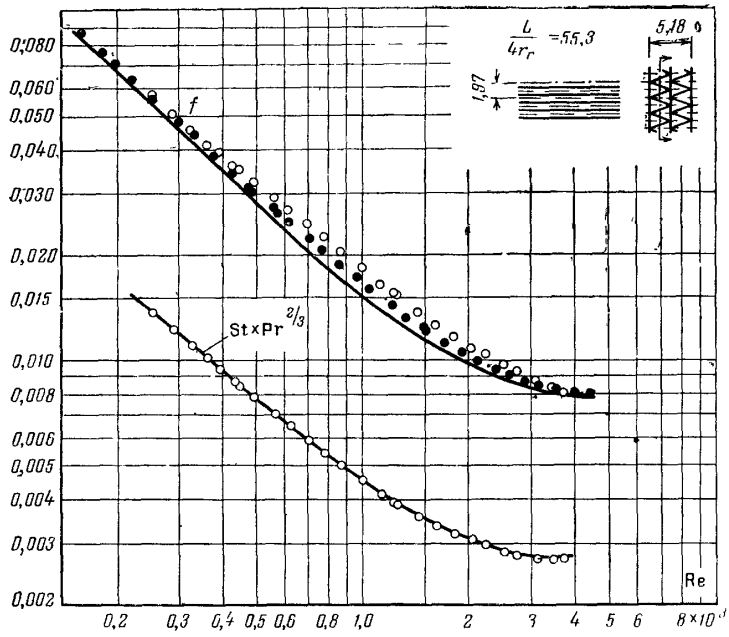


Рис. 10-35. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-17. Число ребер 1014,5 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=5{,}18$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра в направлении потока 63,5 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}15$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=2\,810$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,884.

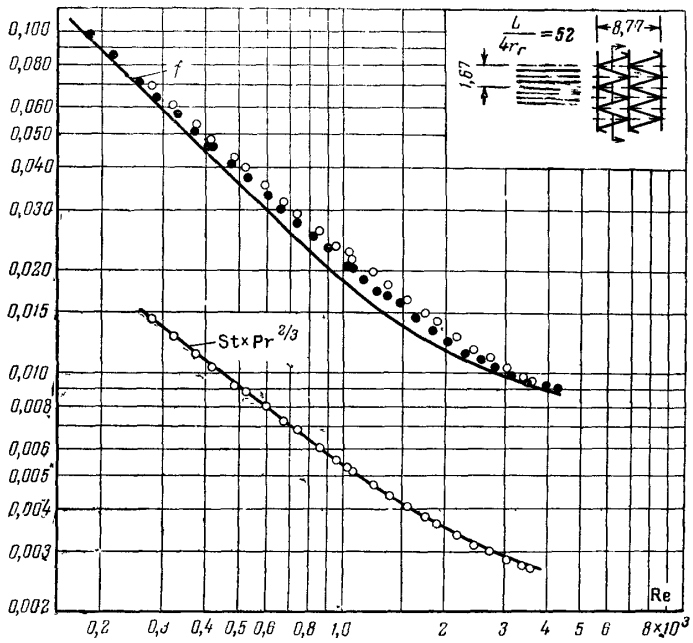


Рис. 10-36. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-18.

Число ребер 1 195 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=8{,}77$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра в направлении потока 63,5 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}22$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,102 *мм*. $\beta=2\,660$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,928.

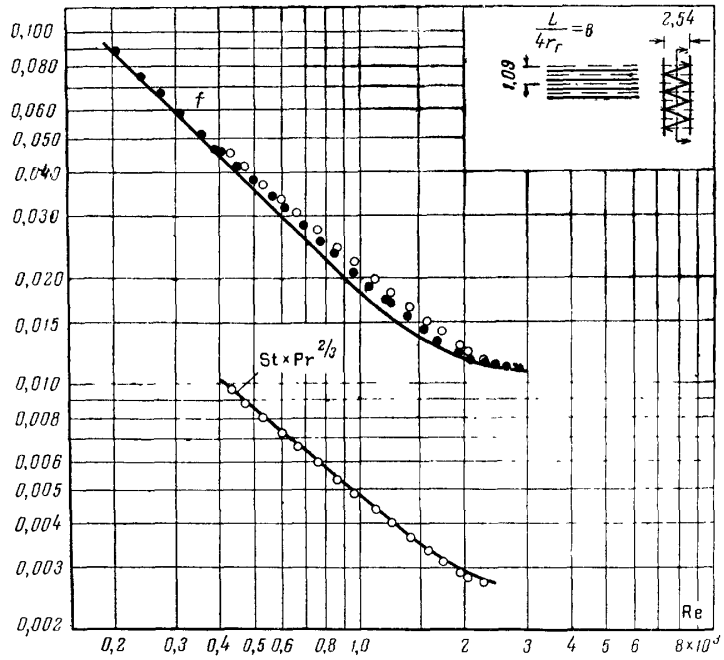


Рис. 10-37. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-19. Число ребер 1 825 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=2{,}54$ *мм*. Длина ребра в направлении потока 66,8 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=0{,}805$ *мм*. Материал ребра — нержавеющая сталь, толщина 0,051 *мм*. $\beta=4\,360$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,837.

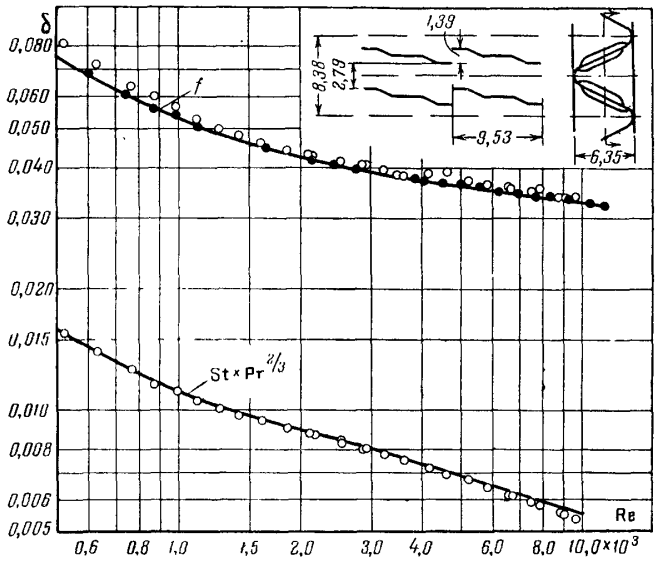


Рис. 10-38. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-1.

Число ребер 238,6 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=4{,}45$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=839{,}88$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640.

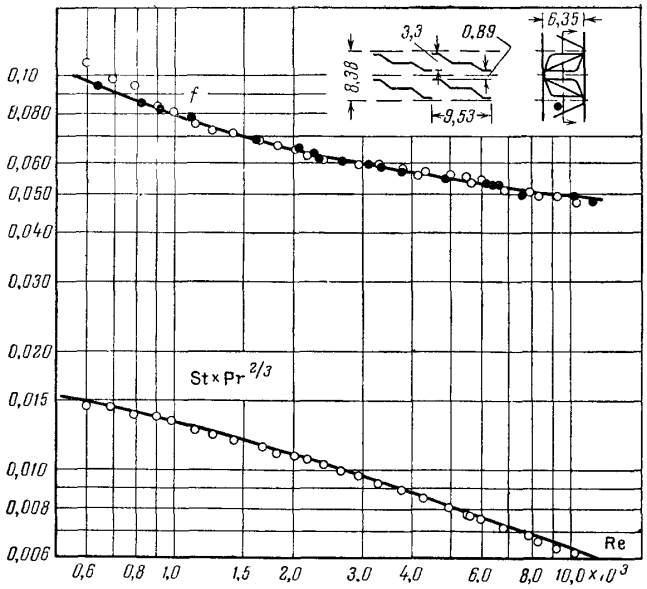


Рис. 10-39. Пластинчато-ребристая поверхиость с жалюзийными ребрами ЖР-2.

Число ребер 238,6 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = =4,45 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β= =839,88 *м*²/*м*³. Отношение поверхиости оребрения к полной поверхиости равно 0,640.

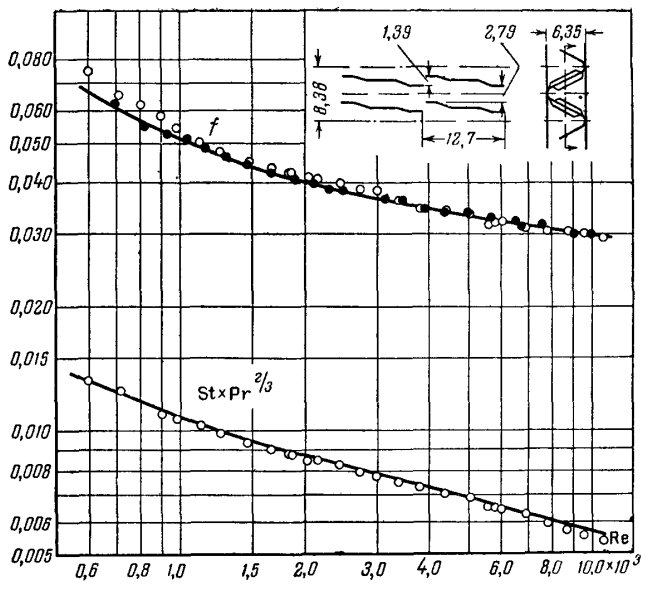


Рис. 10-40. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-3.

Число ребер 238,6 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = =4,45 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β= =839,88 *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640.

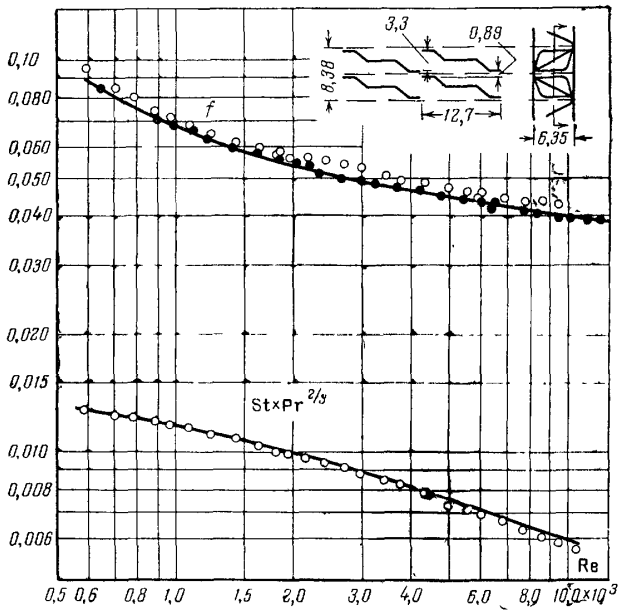


Рис. 10-41. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-4.

Число ребер 238,6 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = =4,45 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β=839,88 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640.

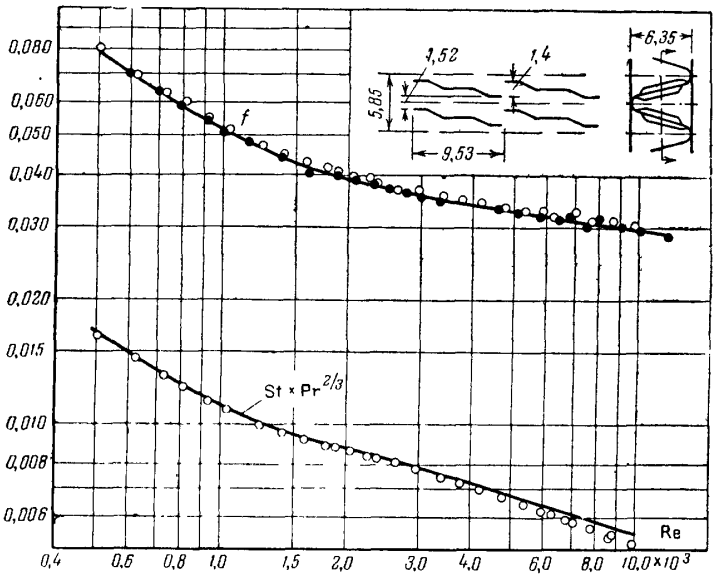


Рис. 10-42. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-5.

Число ребер 342,5 на 1 *м*. Гидравлический диаметр каиала $4r_г$=3,65 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β=1007,2 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,705.

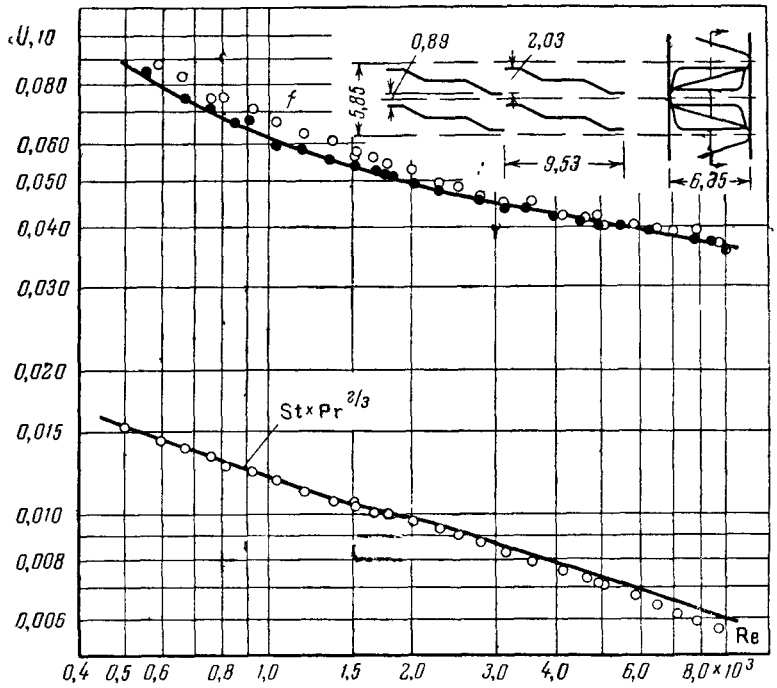


Рис. 10-43. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-6.

Число ребер 342,5 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = =3,65 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β = =1007,2 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,705.

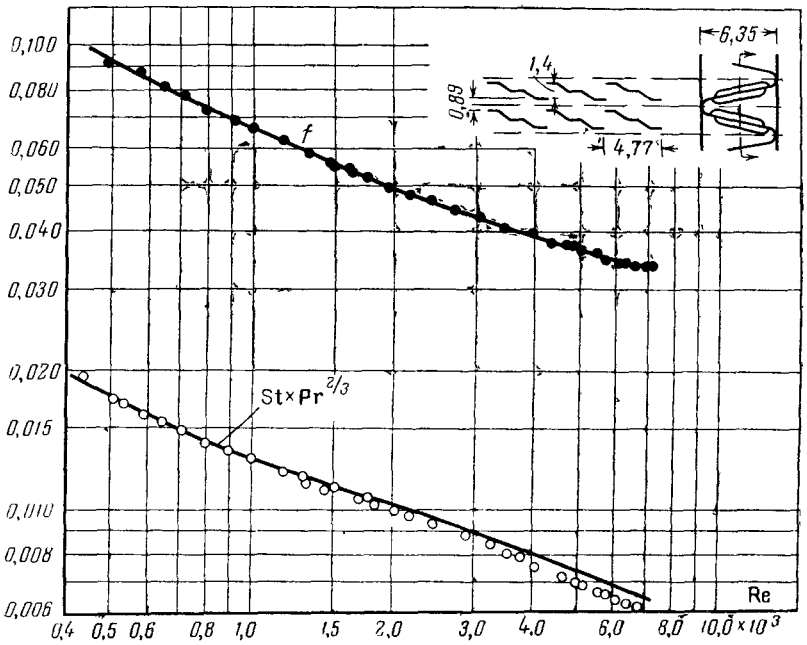


Рис. 10-44. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-7.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β = 1204 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

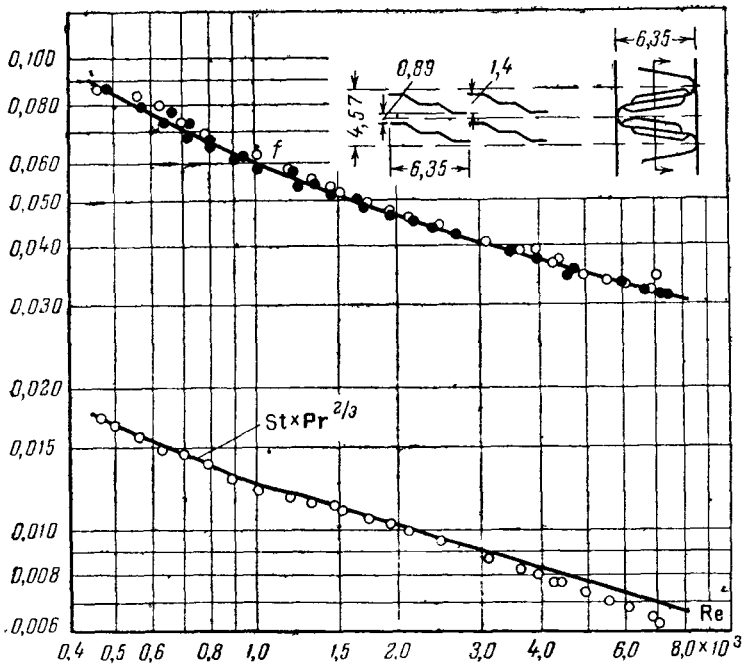


Рис. 10-45. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-8.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр каиала $4r_г$= =3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β= =1 204 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0.756.

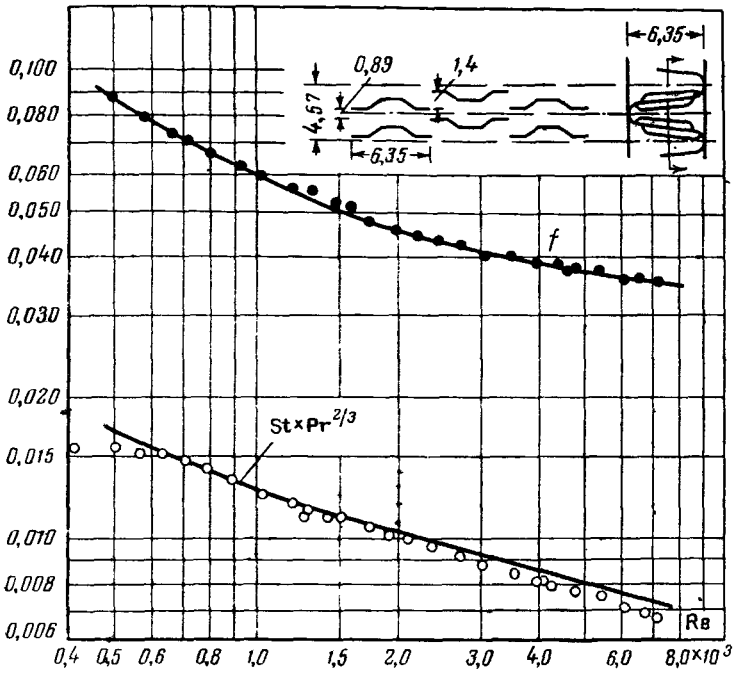


Рис. 10-46. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-9.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$= =3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β= =1 204 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

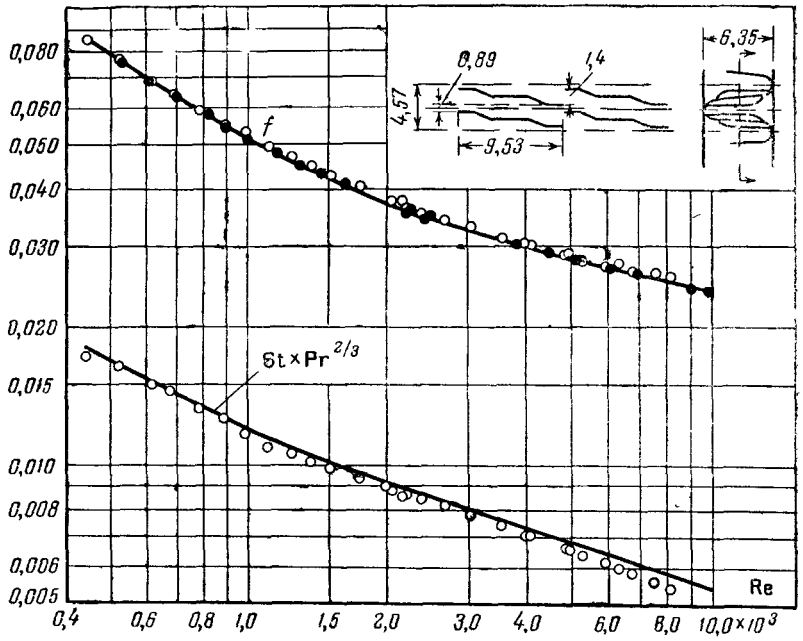


Рис. 10-47. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийиыми ребрами ЖР-10.

Число ребер 437 иа 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г = 3{,}08$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta = 1\,204$ *м*²/*м*³. Отиошеиие поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

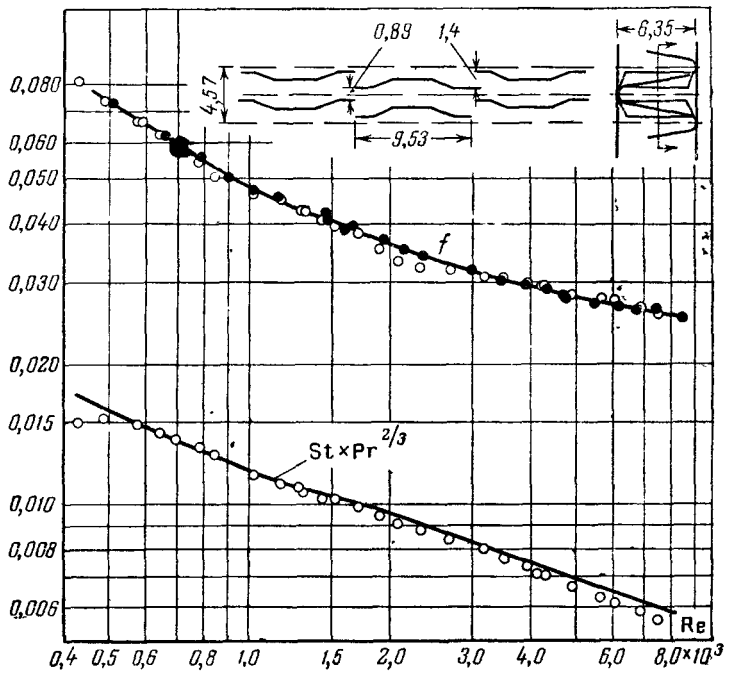


Рис. 10-48. Пластиичато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-11.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г = 3{,}08$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta = 1\,204$ *м*²/*м*³. Отношение поверхиости оребрения к полной поверхности равно 0,756.

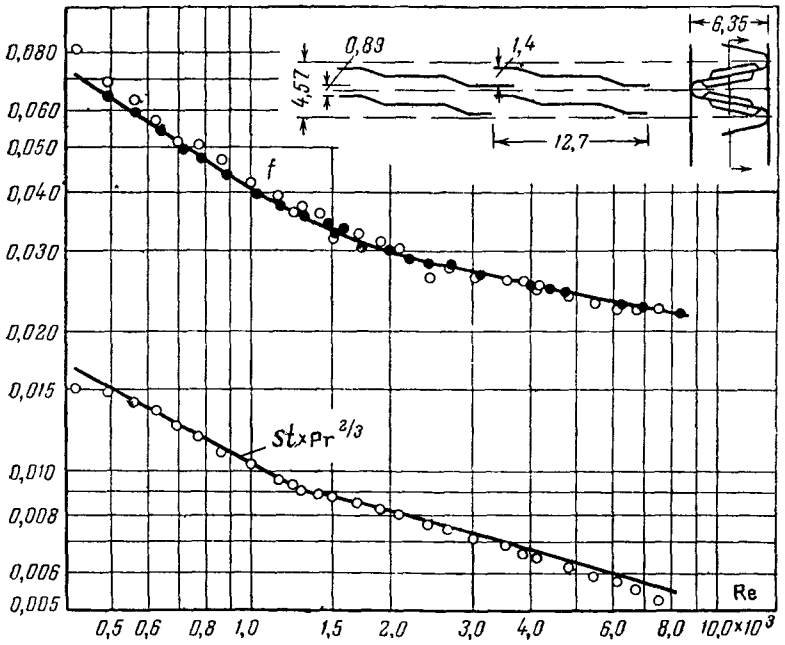


Рис. 10-49. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-12.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$=3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0.152 *мм*. β=1 204 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

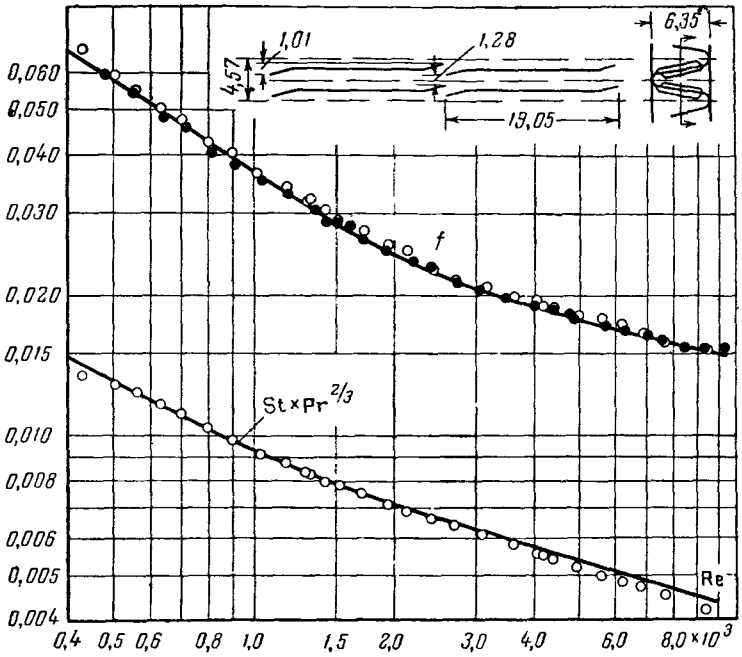


Рис. 10-50. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-13.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$= =3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β= =1 204 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

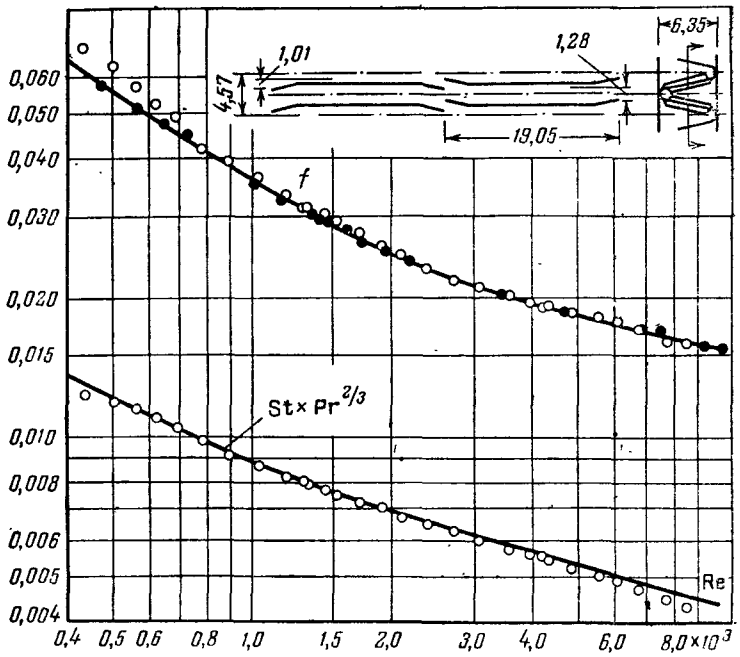


Рис. 10-51. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-14.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр каиала $4r_г$ = =3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. β = =1 204 $м^2/м^3$. Отношеиие поверхности оребреиия к полной поверхности равно 0,756.

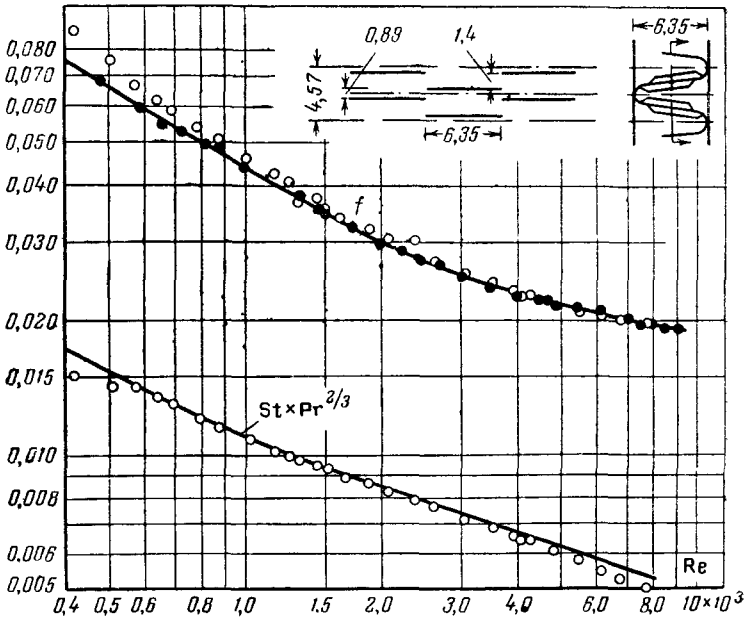


Рис. 10-52. Пластиичато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-1.

Число ребер 437 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = =3,08 *мм*. Материал ребер — алюминий, толщиа 0,152 *мм*. β = =1 204 $м^2/м^3$. Отношеиие поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756.

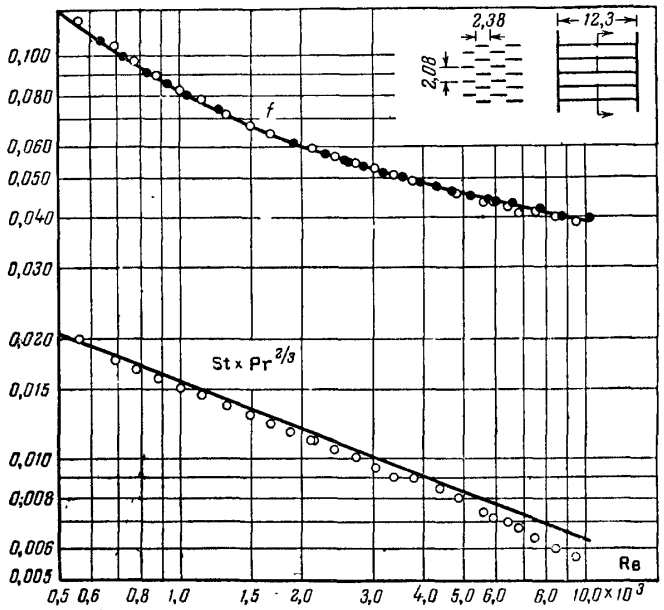


Рис. 10-53. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-2.

Число ребер 480,3 на 1 *м*. Расположение ребер симметричное, шахматное. Гидравлический диаметр канала $4r_г=3{,}41$ *мм*. Материал ребер — медь, толщина 0,102 *мм*. $\beta=1115{,}5$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,862.

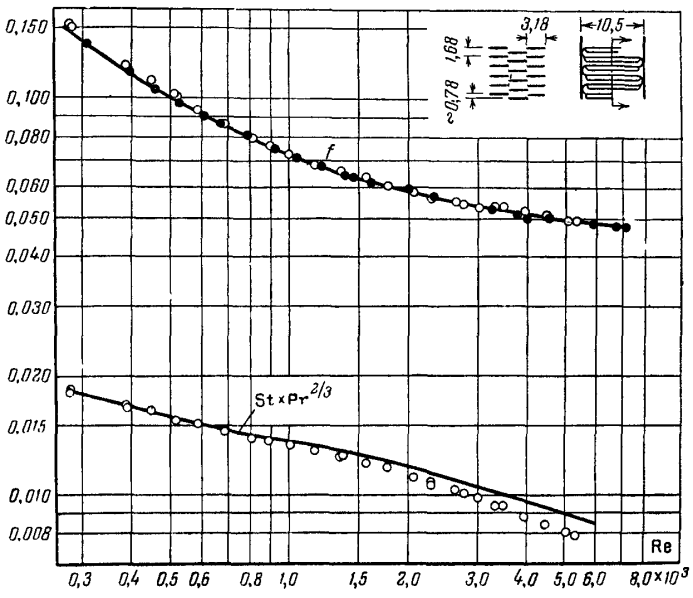


Рис. 10-54. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-3.

Число ребер 598,4 на 1 *м*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}65$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1382{,}0$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрении к полной поверхности равно 0,873.

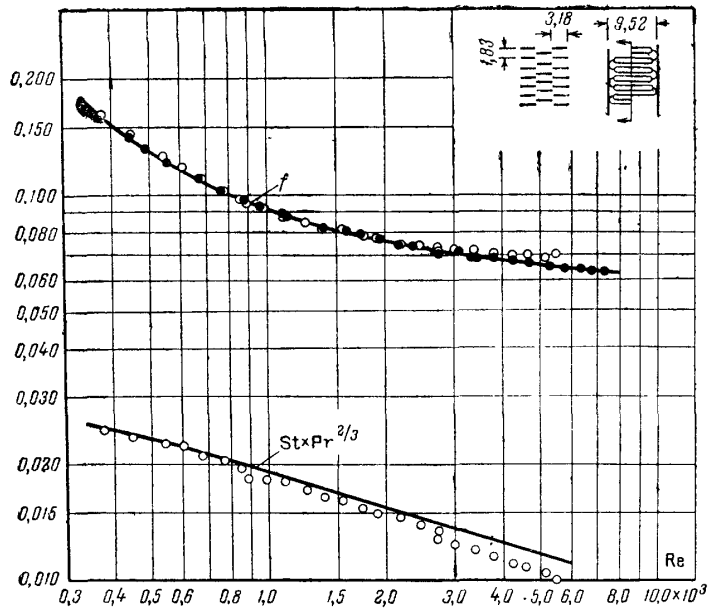


Рис. 10-55. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-4.

Число ребер 549 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=9{,}52$ *мм*. Длина ребра 3,17 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}68$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,254 *мм*. $\beta=1\,250$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,840.

Примечание. Поверхность лобовой и хвостовой кромок не учитывалась при определении поверхности оребрения.

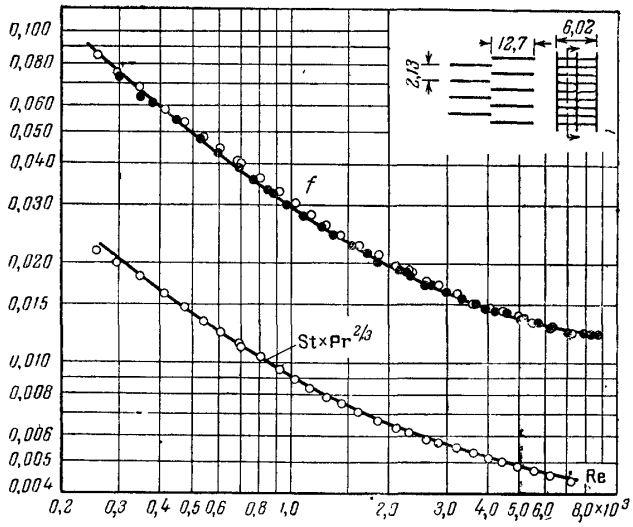


Рис. 10-56. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-5.

Число ребер 470 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=6{,}02$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 12,70 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}26$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1\,510$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,796.

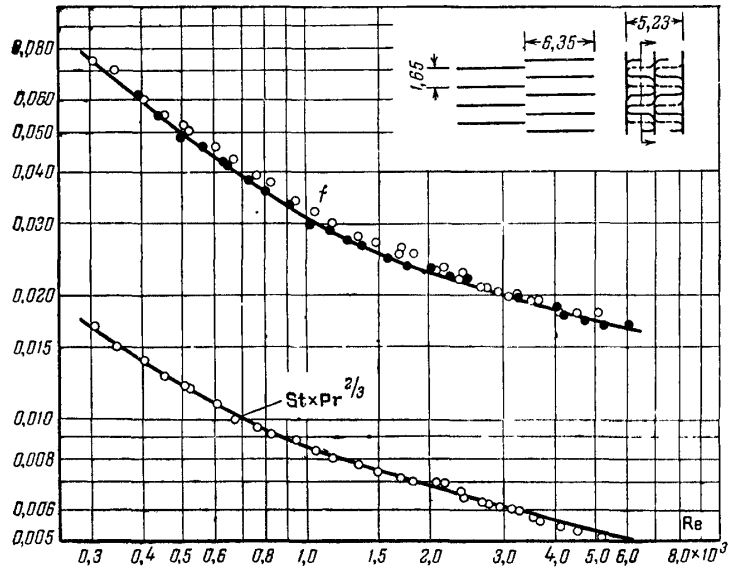


Рис. 10-57. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-6.

Число ребер 606 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=5{,}23$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель. Длина ребра 6,35 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}61$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=2\,105$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,816.

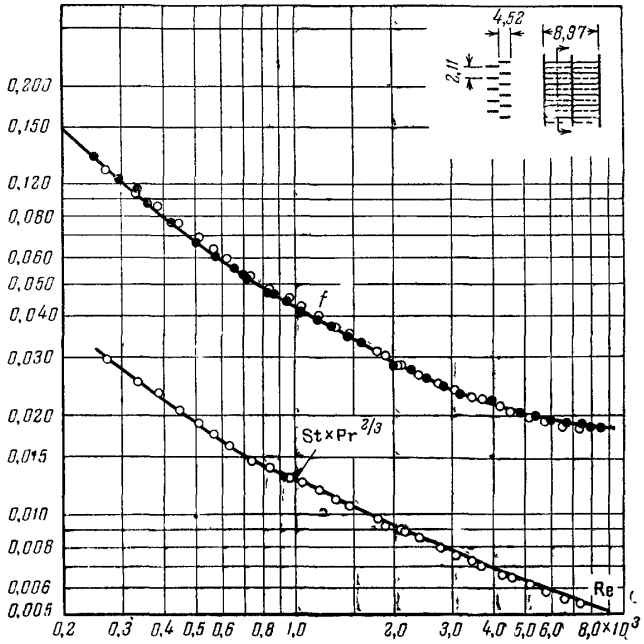


Рис. 10-58. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-7.

Число ребер 478 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=8{,}97$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 4,52 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}64$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,101 *м*. $\beta=1\,385$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,847.

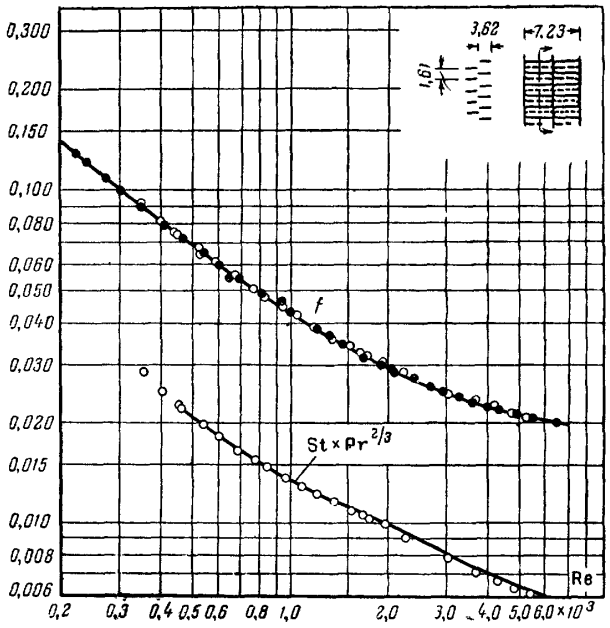


Рис. 10-59. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-8.

Число ребер 620 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=7{,}72$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 3,63 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}07$ *мм*. Материал ребра — алюминий, толщина 0,101 *мм*. $\beta=1\,605$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,859.

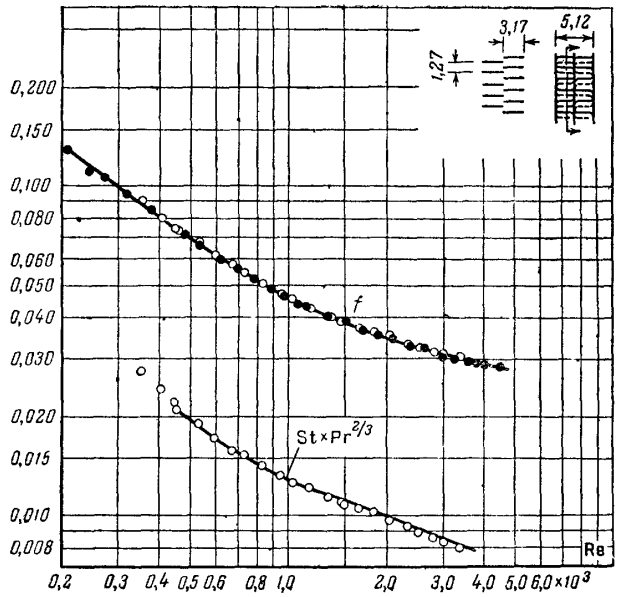


Рис. 10-60. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-9.

Число ребер 788,5 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=5{,}12$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 3,17 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}49$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,101 *мм*. $\beta=2\,288$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,843.

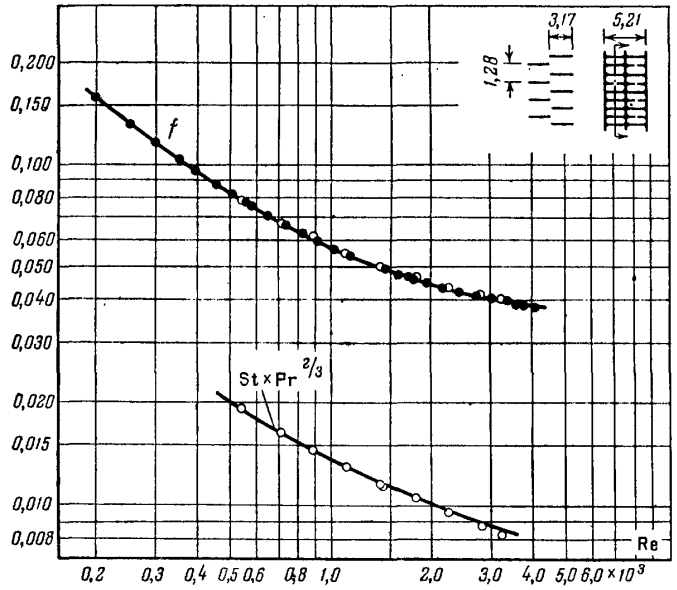


Рис. 10-61. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-10.

Число ребер 780 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=5{,}21$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 3,17 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}54$ *мм*. Материал ребер — никель, толщина 0,101 *мм*. $\beta=2\,225$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,841.

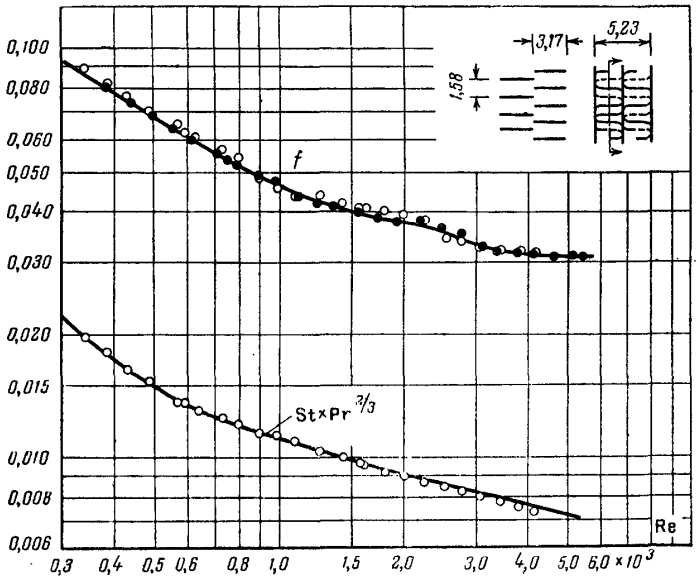


Рис. 10-62. Пластиичато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-11.

Число ребер 634 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=5{,}23$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 3,17 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}55$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=2\,160$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,823.

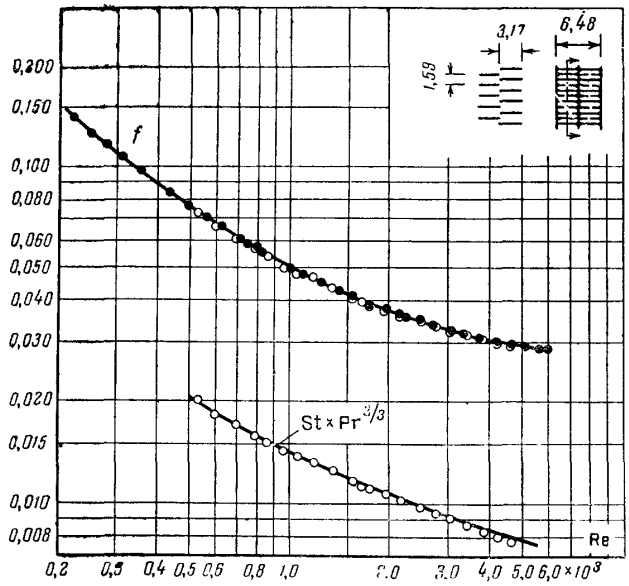


Рис. 10-63. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-12.

Число ребер 629 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=6{,}48$ *мм*. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 *мм*. Длина ребра 3,17 *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}870$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1\,798$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,845.

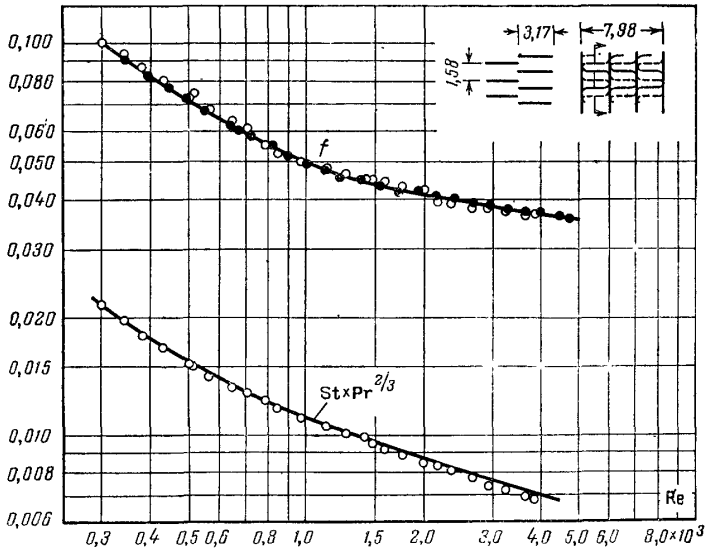


Рис. 10-64. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-13.

Число ребер 634 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=7{,}98$ *мм*. Разделнтели расположены равномерно. Длина ребра 3,17 *мм*. Гидравлическнй диаметр канала $4r_г=1{,}57$ *мм*. Матернал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=2\,130$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,882.

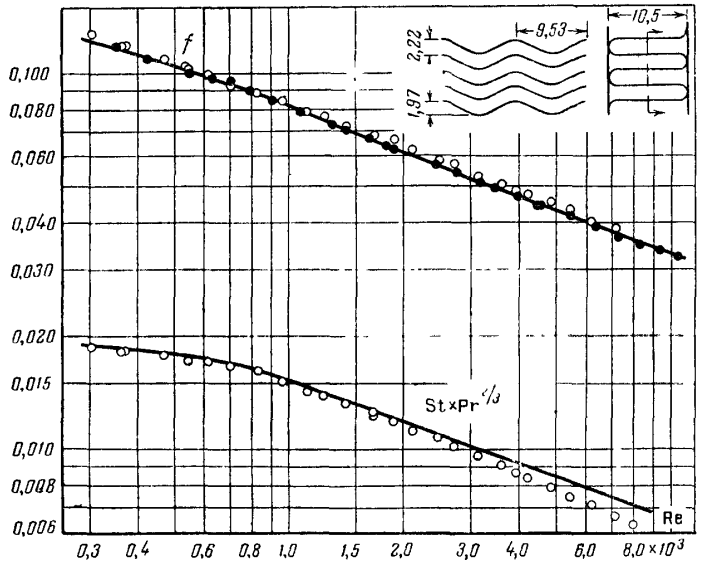


Рис. 10-65. Пластинчато-ребристая поверхность с волнистыми ребрами ВР-1. Гидравлический диаметр определен в свободном сечении, перпендикулярном основному направлению потока.
Число ребер 450,4 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}23$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1151{,}6$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,847.

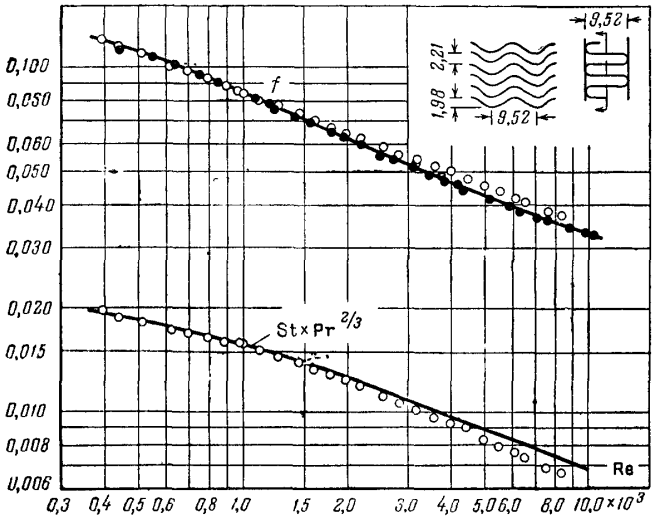


Рис. 10-66. Пластинчато-ребристая поверхность с волнистыми ребрами ВР-2. Гидравлический диаметр определен в свободном сечении, перпендикулярном основному направлению потока.
Число ребер 451 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=9{,}52$ *мм*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}03$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,254 *мм*. $\beta=1\,130$ $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,822.

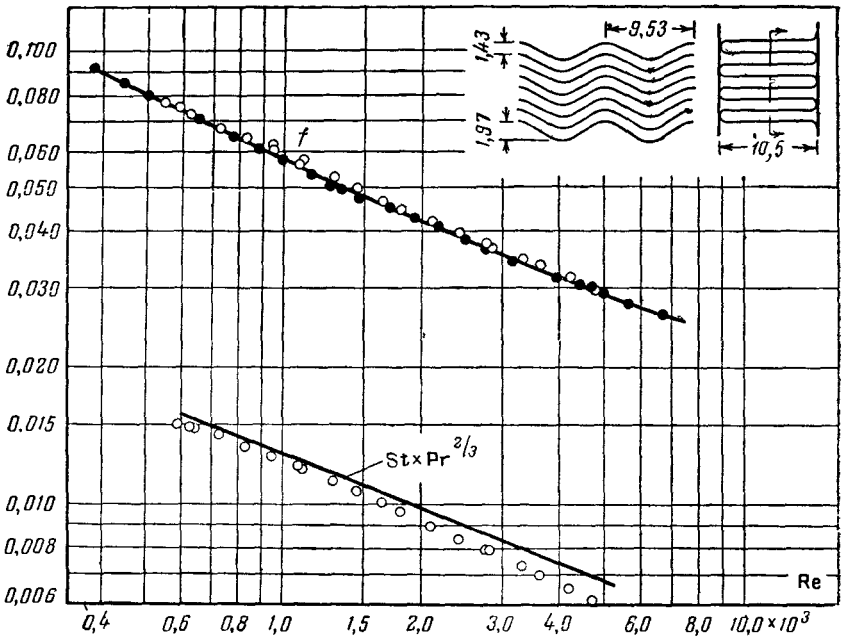


Рис. 10-67. Пластинчато-ребристая поверхность с волнистыми ребрами ВР-3. Гидравлический диаметр определен в свободном сечении, перпендикулярном основному направлению потока.
Число ребер 700,8 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=2{,}12$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,152 *мм*. $\beta=1686{,}3$ *м²/м³*. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,892.

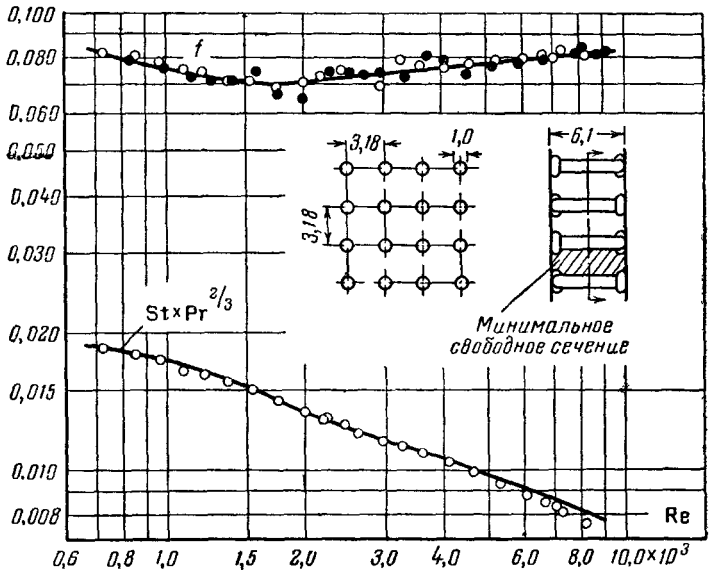


Рис. 10-68. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-1.
Диаметр стержня $d=1{,}018$ *мм*. Поперечный шаг $s_1=3{,}175$ *мм*. Продольный шаг $s_2=3{,}175$ *мм*. Расстояние между пластинами $b=6{,}10$ *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=4{,}40$ *мм*. $\beta=616{,}8$ *м²/м³*. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,512.

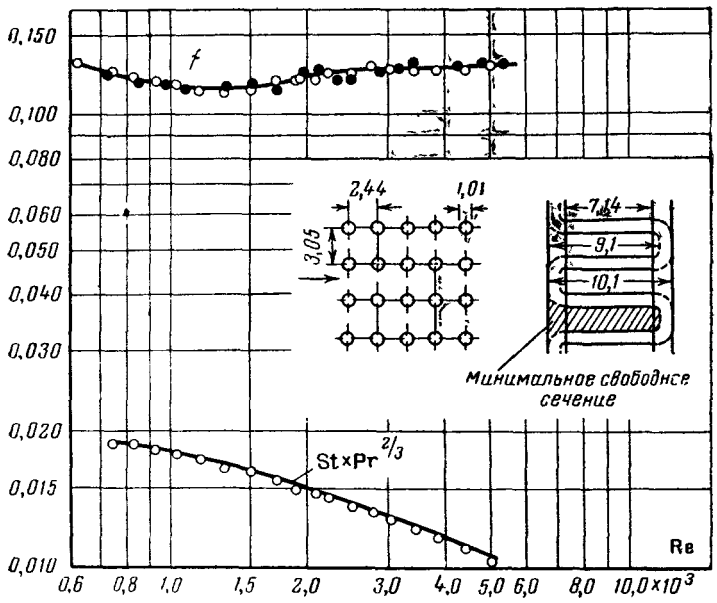


Рис. 10-69. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-2.
Диаметр стержня $d=1{,}018$ *мм*, медь. Поперечный шаг $s_1=3{,}048$ *мм*. Продольный шаг $s_2=2{,}438$ *мм*. Расстояние между пластинами $b=10{,}11$ *мм*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}57$ *мм*. $\beta=669{,}3$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,686.

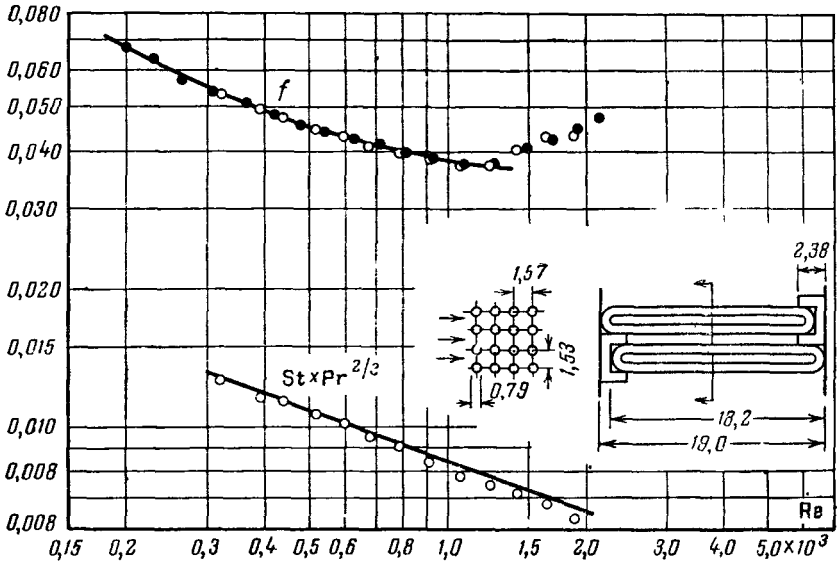


Рис. 10-70. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-3.
Диаметр стержня $d=0{,}787$ *мм*, алюминий. Поперечный шаг $s_1=1{,}570$ *мм*. Продольный шаг $s_2=1{,}570$ *мм*. Расстояние между пластинами $b=19{,}00$ *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=1{,}64$ *мм*. $\beta=1112{,}2$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,843.

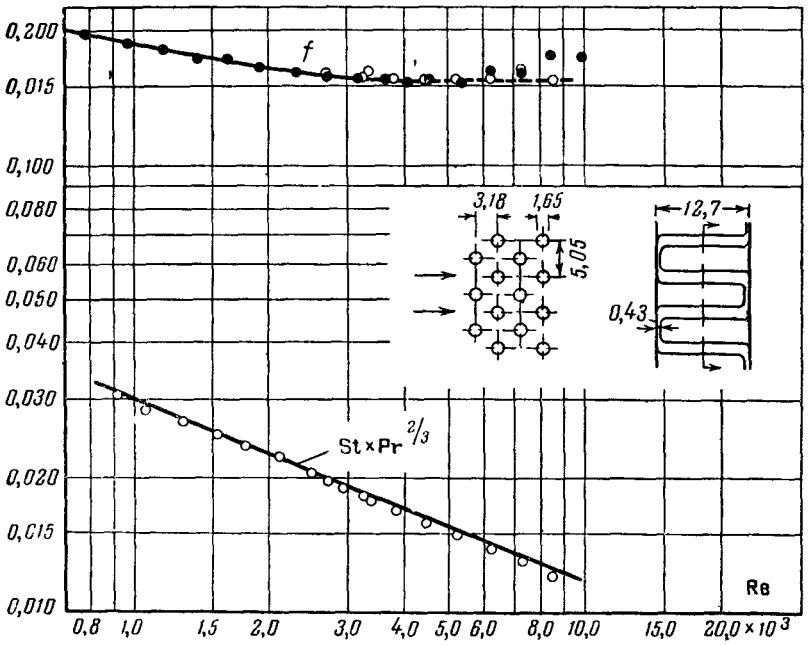


Рис 10-71 Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-4

Диаметр стержня $d=1{,}65$ *мм*, алюминий Поперечный шаг $s_1=5{,}055$ *мм* Продольный шаг $s_2=3{,}175$ *мм* Расстояние между пластинами $b=12{,}75$ *мм* Гидравлический диаметр канала $4r_г=5{,}66$ *мм* $\beta=459\,3$ $м^2/м^3$ Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,704

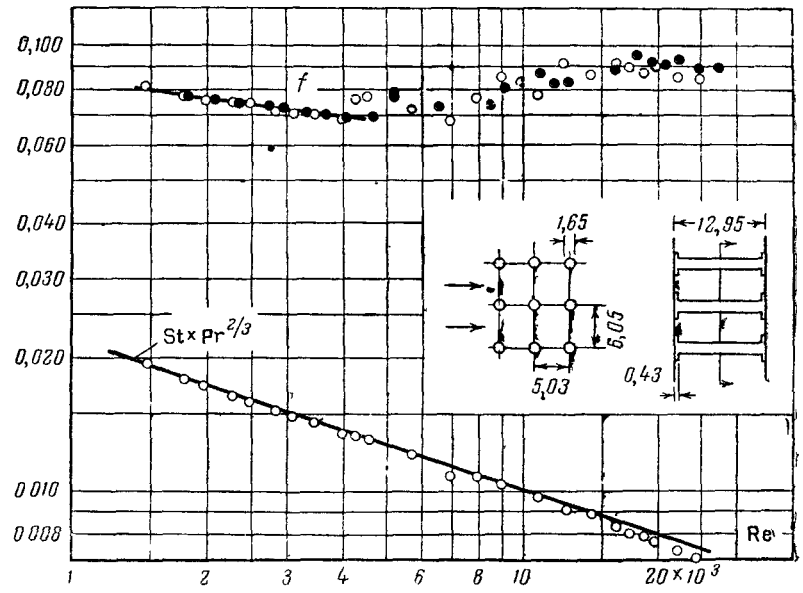


Рис 10-72 Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-5

Диаметр стержня $d=1{,}65$ *мм* Поперечный шаг $s_1=6{,}045$ *мм* Продольный шаг $s_2=4{,}978$ *мм* Расстояние между пластинами $b=12{,}95$ *мм* Гидравлический диаметр канала $4r_г=9{,}04$ *мм* $\beta=315{,}6$ $м^2/м^3$ Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,546

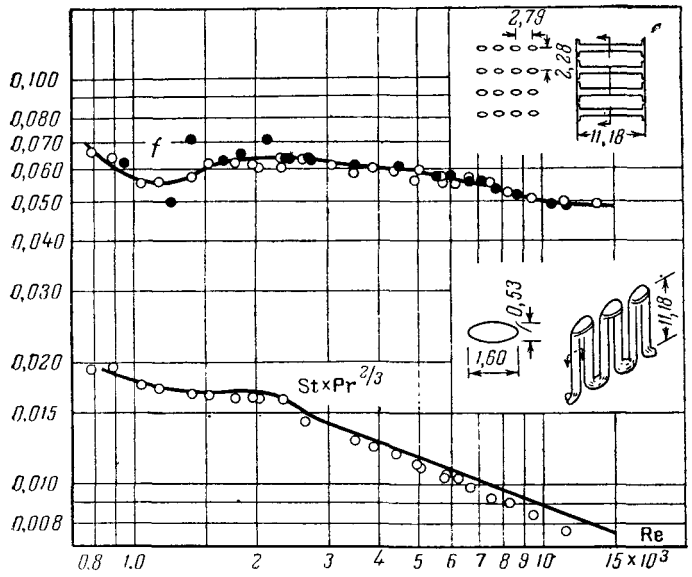


Рис. 10-73. Пластинчато-ребристая поверхность со стержневыми ребрами СтР-6.

Число ребер 432 на 1 *м*. Периметр ребер 3,59 *мм*, сталь. Поперечное сечение ребра 0,067 *мм*^{2}. Расстояние между пластинами $b=12{,}75$ *мм*. Гидравлический диаметр канала $4r_г=4{,}35$ *мм*. $\beta=702$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,693.

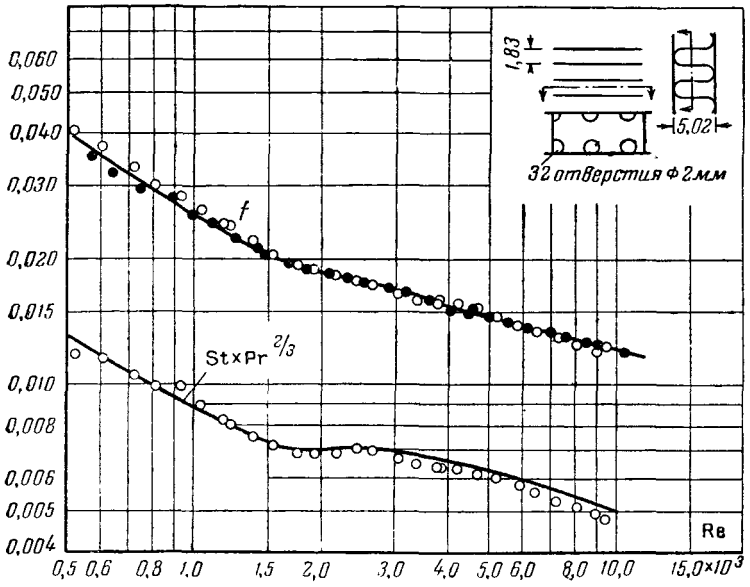


Рис. 10-74. Пластинчато-ребристая поверхность с перфорированными ребрами ПфР.

Число ребер 509 на 1 *м*. Расстояние между пластинами $b=5{,}08$ *мм*. В теле ребра сделана перфорация в виде отверстий диаметром 2 *мм* в количестве 4,90 отверстия на 1 *см*^{2} (16% от общей поверхности). Гидравлический диаметр канала $4r_г=2{,}51$ *мм*. Материал ребер — алюминий, толщина 0,305 *мм*. $\beta=1\,250$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,705. Площадь кромок отверстий включена в площадь поверхности оребрения.

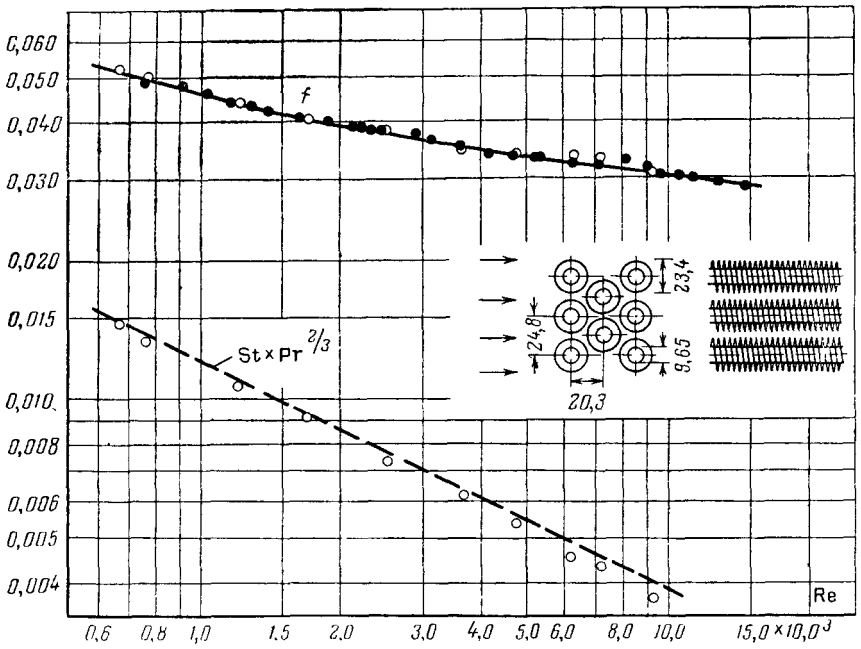


Рис. 10-75. Шахматное расположение оребрения круглых труб. Поверхность ККР-1.

Погрешность для экспериментальных данных о теплоотдаче больше 5%, указанных для других поверхностей этого типа, так как вносится известная неопределенность при оценке дополнительного термического сопротивления в биметаллических трубах. Наружный диаметр трубы d=9,65 *мм*. Число ребер 289 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г$=4,75 *мм*. Толщина ребра (средняя) 0,457 *мм*, алюминий. σ=0,538. ψ=459,3 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,892. Ребра слегка заострены.

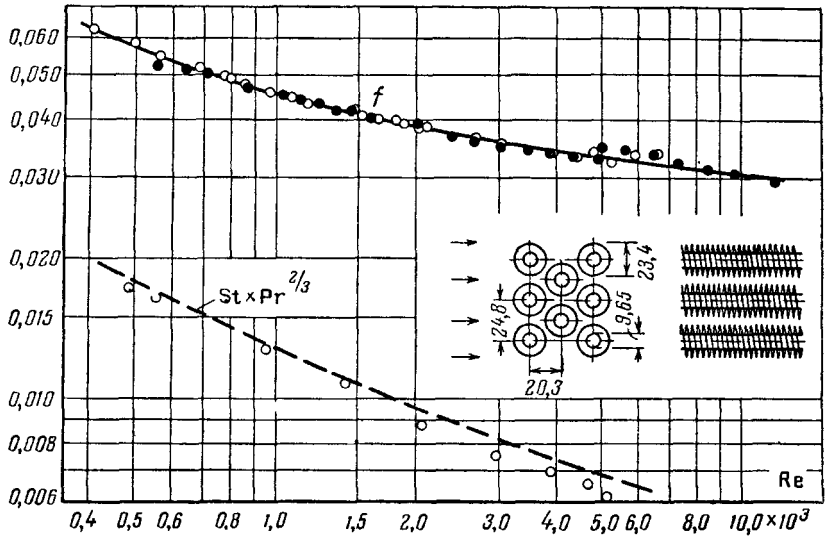


Рис. 10-76. Шахматное расположение оребрениых круглых труб. Поверхность ККР-2. (См. замечание, сделанное к предыдущему рисунку).

Наружный диаметр трубы d=9,65 *мм*. Число ребер 343,3 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г$=3,93 *мм*. Толщина ребра (средняя) 0,457 *мм*. σ= =0,524. ψ=534,8 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,910.

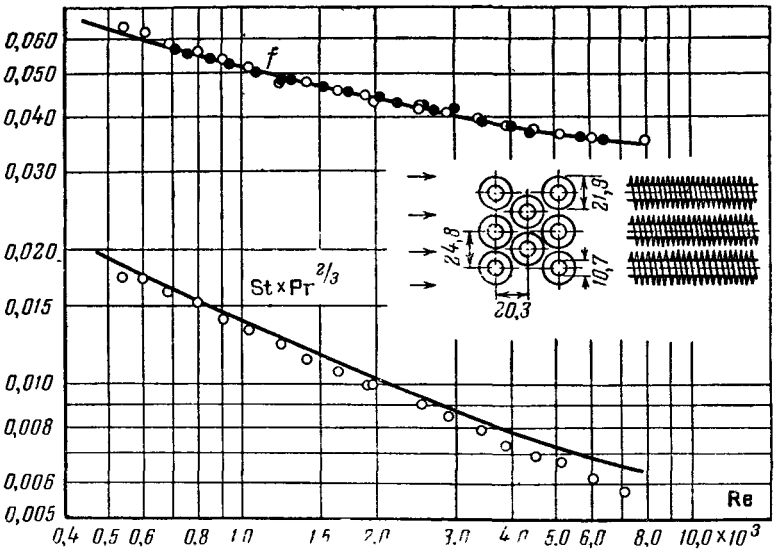


Рис. 10-77. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-3. Ребра слегка заострены.

Наружный диаметр трубы $d=10{,}67$ *мм*. Число ребер 343,3 *мм*. Гидравлический диаметр $4r_г=4{,}42$ *мм*. Толщина ребра (средняя) 0,483 *мм*, медь. $\sigma=0{,}494$. $\psi=446{,}9$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,876.

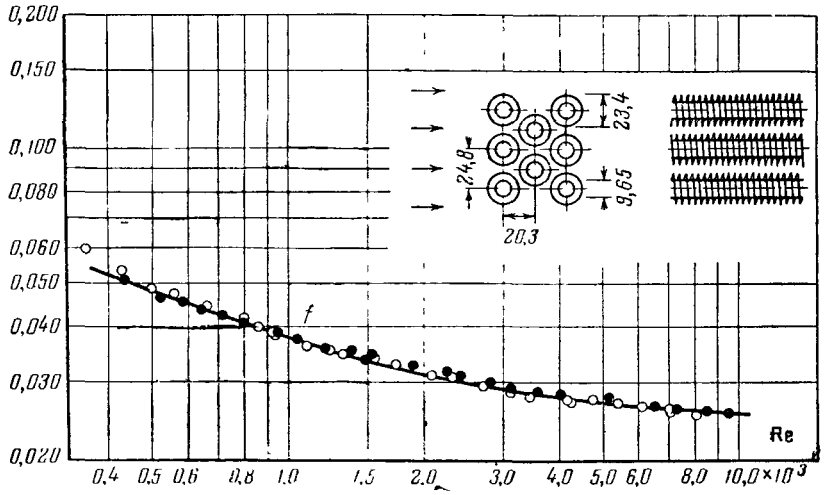


Рис. 10-78. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-4.

Наружный диаметр трубы $d=9{,}65$ *мм*. Число ребер 451,1 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=2{,}98$ *мм*. Толщина ребра (средняя) 0,406 *мм*, алюминий. $\sigma=0{,}510$. $\psi=685{,}7$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,931.

Примечание. Данные о теплоотдаче не представлены из-за большого термического сопротивления контакта в биметаллических трубах и большой ошибки при оценке этого сопротивления.

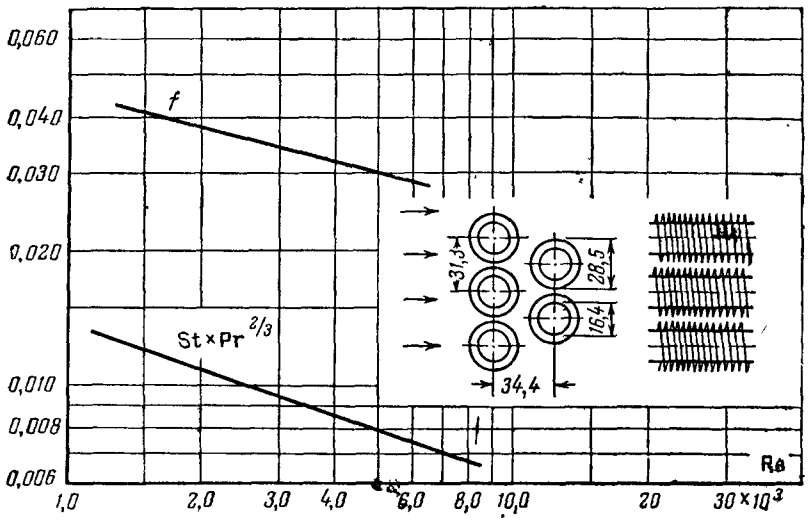


Рис. 10-79. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-5. Данные Джеймсона.

Наружный диаметр трубы d=16,40 *мм*. Число ребер 275,6 на 1 *м*. Гидравлическнй диаметр $4r_г$=6,68 *мм*. Толщина ребра (средняя) 0,254 *мм*. σ=0,449. ψ=269 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,830. Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.

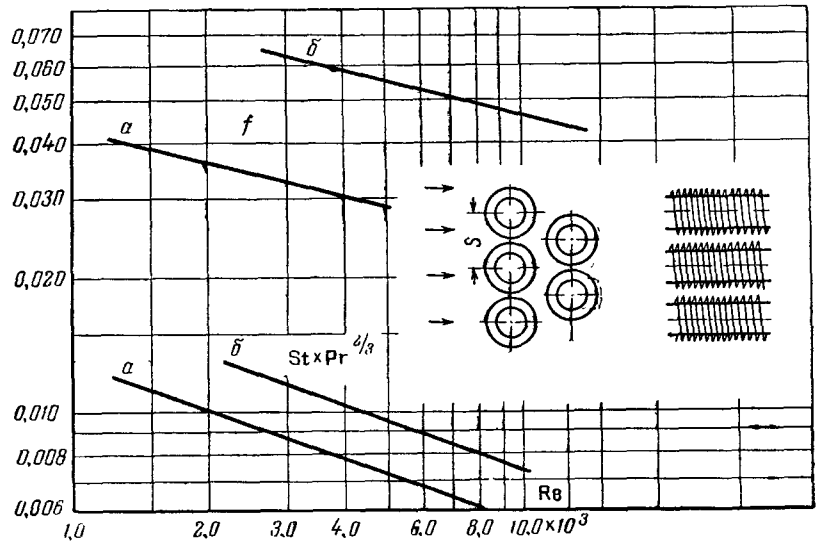


Рис. 10-80. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Данные Джеймсона.

а — поверхность ККР-6; *б* — поверхность ККР-7. Размеры те же, что и на рис. 10-80 (кроме *S*). Число ребер 342,5 на 1 *м*. Толщина ребра 0,254 *мм*. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,862.

		а	*б*
Гидравлический диаметр	$4r_г$	5,49	11,68
	σ	0,443	0,628
	ψ	323,5	215,5
	S	31,29	46,93

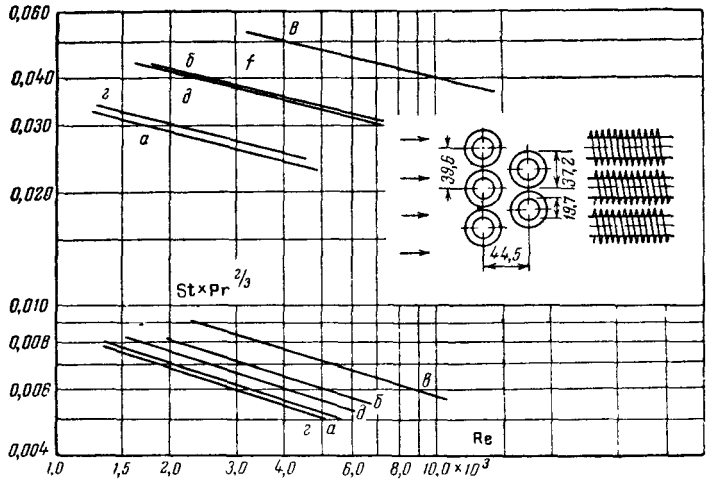


Рис. 10-81. Шахматное расположение круглых труб. Данные Джеймсона.

а — поверхность ККР-8; *б* — поверхность ККР-9; *в* — поверхность ККР-10; *г* — поверхность ККР-11; *д* — поверхность ККР-12. Наружный диаметр трубы $d=19{,}70$ *мм*. Число ребер 356,3 на 1 *м*. Толщина ребра 0,305 *мм*.

	а	*б*	*в*	*г*	*д*
Гидравлический диаметр $4r_г$	5,13	8,18	13,59	4,85	6,43
σ	0,455	0,572	0,688	0,537	0,572
ψ	354,3	279,2	203,0	442,9	354,3
S	39,21	50,34	69,21	69,3	50,34
L	44,5	44,5	44,5	20,8	34,93

Минимальное свободное сечение во всех случаях расположено перпендикулярно потоку, за исключением случая *г*, когда оно находится на диагонали.

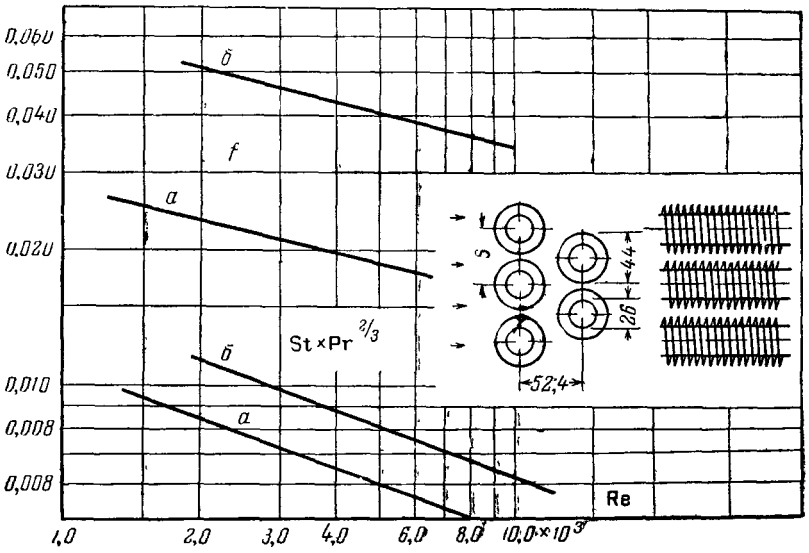


Рис. 10-82. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Данные Джеймсона.

а — поверхность ККР-13; *б* — поверхность ККР-14. Наружный диаметр трубы $d=26{,}0$ *мм*. Число ребер 346,5 на 1 *м*. Толщина ребра 0,825 *мм*.

	а	*б*
Гидравлический диаметр $4r_г$	5,89	13,21
σ	0,439	0,643
ψ	299.2	190.6
S	49,76	78,21

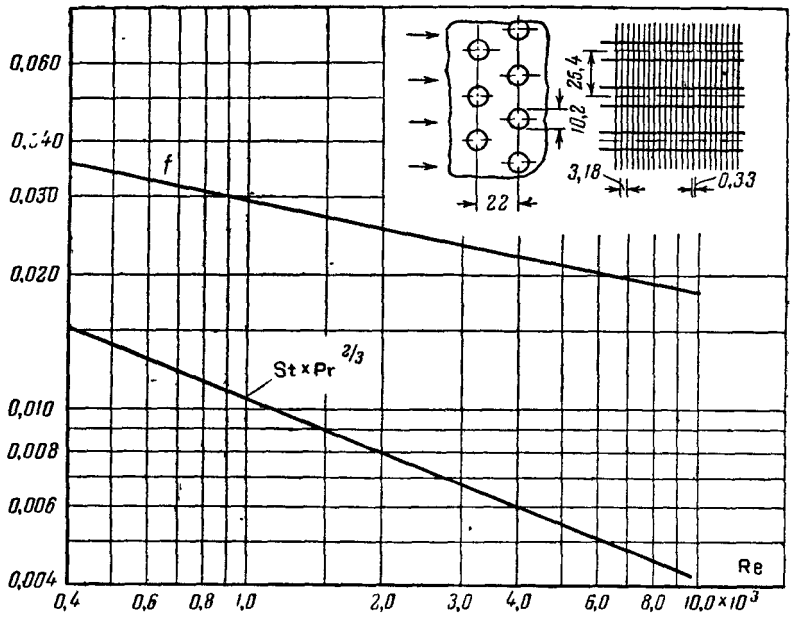


Рис. 10-83. Шахматиый пучок круглых труб со сплошными ребрами. Поверхность КСР-1. Данные Trane Co.
Наружиый диаметр трубы $d=10{,}21$ *мм*. Число ребер 315 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}63$ *мм*. Толщина ребра 0,330 *мм*. $\sigma=0{,}534$. $\psi=587{,}3$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равио 0,913.

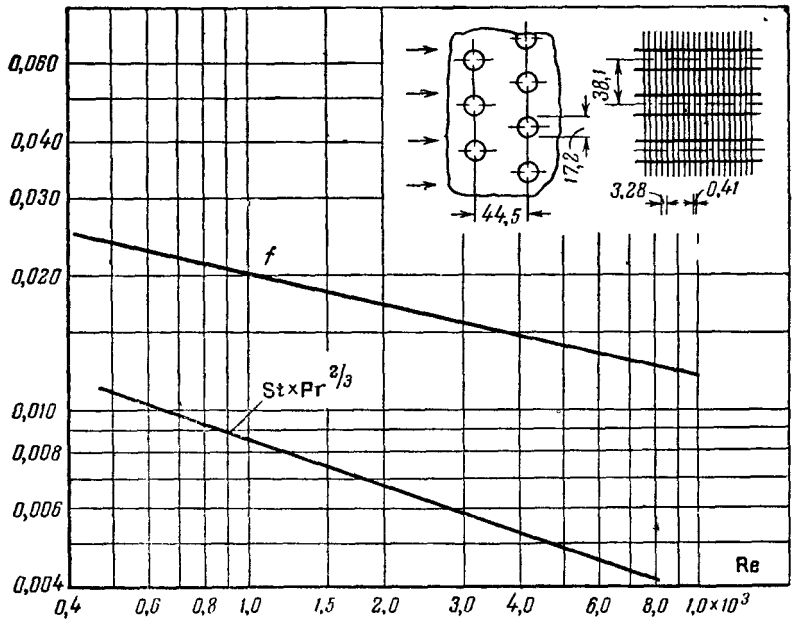


Рис. 10-84. Шахматный пучок круглых труб со сплошными ребрами. Поверхность КСР-2. Даиные Trane Co.
Наружный диаметр труб $d=17{,}17$ *мм*. Число ребер 305,1 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}43$ *мм*. Толщина ребра 0,406 *мм*. $\sigma=0{,}481$. $\psi=554$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношеиие поверхности оребрения к полной поверхности равио 0,950.

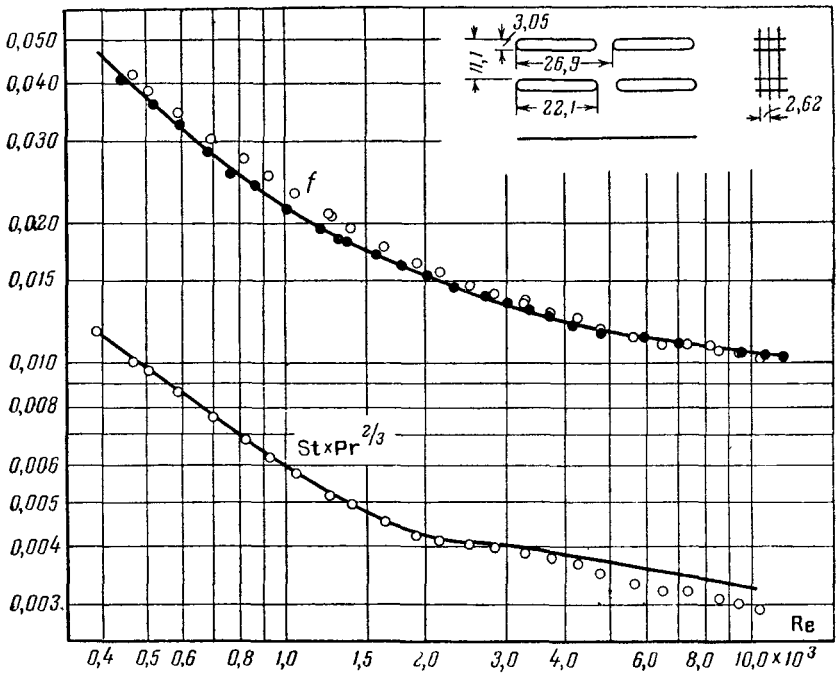


Рис. 10-85. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-1.

Число ребер 381,1 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}60$ *мм*. Толщина ребра 0,1016 *мм*, медь. Отиошение площадей свободного и фронтальиого сечений $\sigma=0{,}697$. Отношеиие поверхиости теплообмеиа к полиому объему $\psi=751{,}3$. Отношеиие поверхиости оребреиия к полной поверхиости равио 0,795.

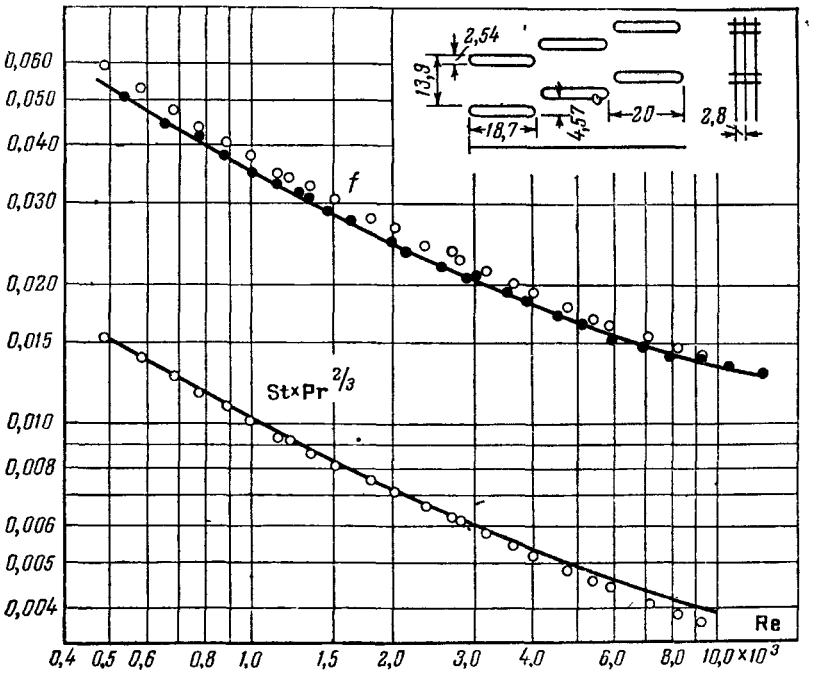


Рис. 10-86. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-2.

Число ребер 358,3 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=4{,}21$ *мм*. Толщина ребра 0,1016 *мм*. $\sigma=0{,}788$. $\psi=734{,}9$ *м*^{2}/*м*^{3}. Отношеиие поверхности оребреиия к полной поверхиости равио 0,813.

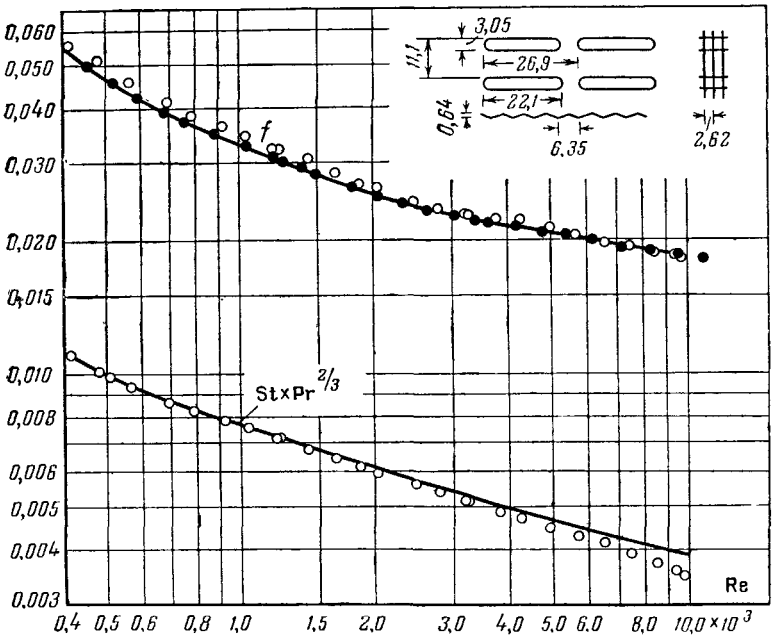


Рис. 10-87. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-3.

Число ребер 381,1 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=3{,}60$ *мм*. Толщина ребра 0,1016 *мм*. $\sigma=0{,}697$. $\psi=751{,}3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,795.

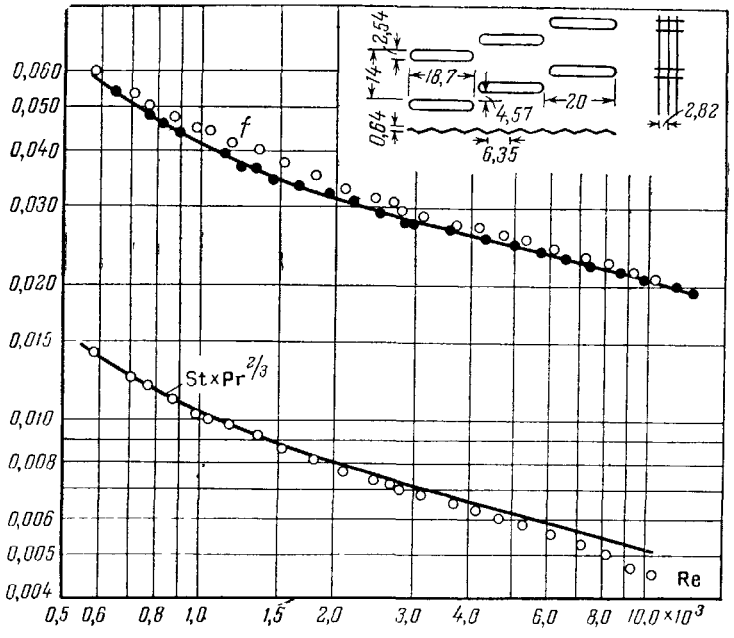


Рис. 10-88. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-4.

Число ребер 365,7 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г=4{,}12$ *мм*. Толщиа ребра 0,1016 *мм*. $\sigma=0{,}788$. $\psi=748$ *м*²/*м*³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,814.

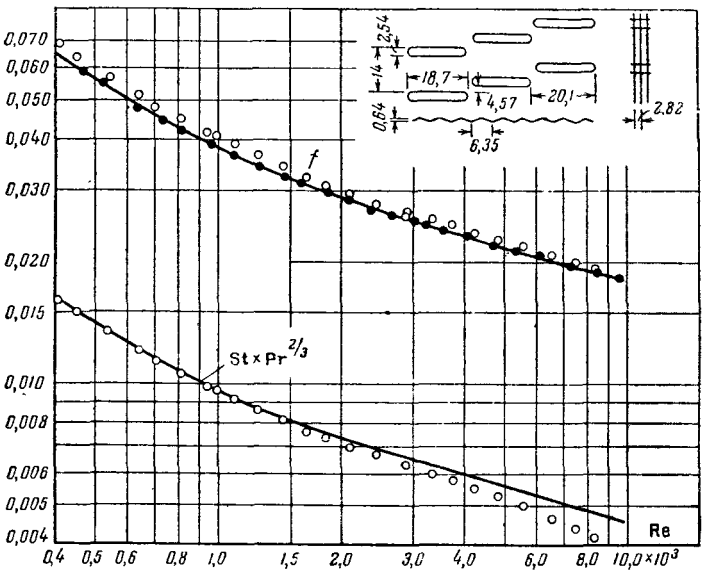


Рис. 10-89. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-5.
Число ребер 445,7 на 1 *м*. Гидравлический диаметр $4r_г$=3,51 *мм*. Толщина ребра 0,1016 *мм*, σ=0,780. ψ=885,8 $м^2/м^3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,845.

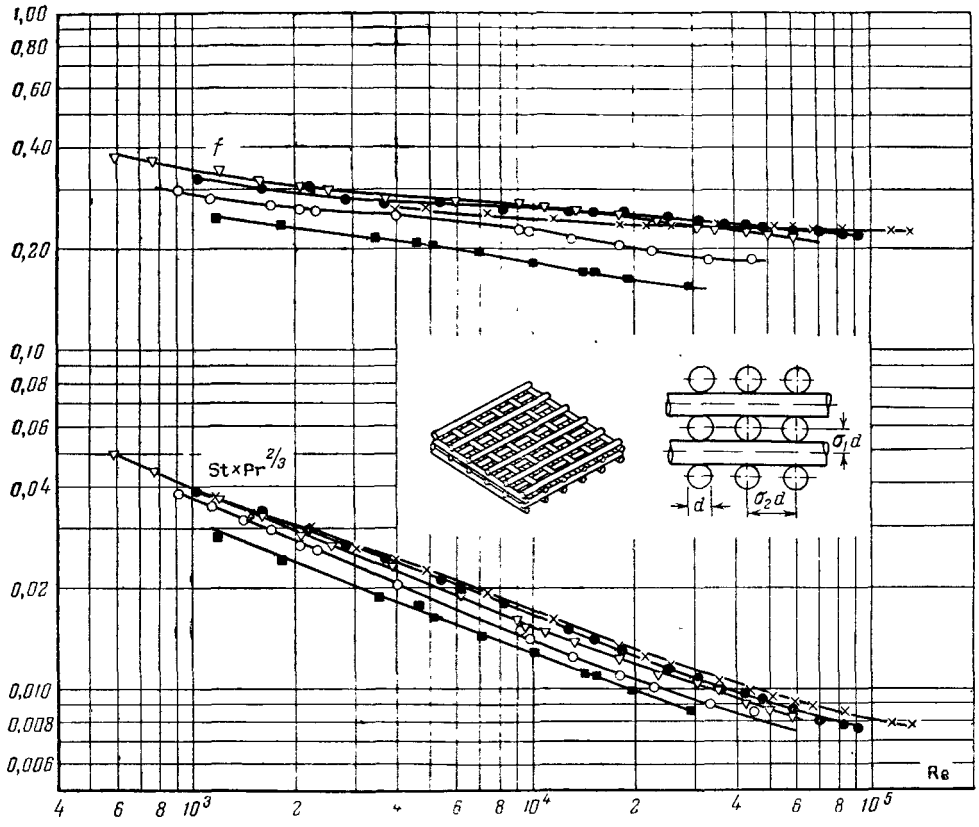


Рис. 10-90. Решетчатые насадочные поверхности с «коридорным» расположением стержней РешК-1; диаметр стержней d=9,55 *мм*

Пористость p	Поперечный шаг x_t
I×0,832	4,675
III●0,766	3,356
V▽0,675	2,417
VI○0,602	1,974
VII■0,500	1,571

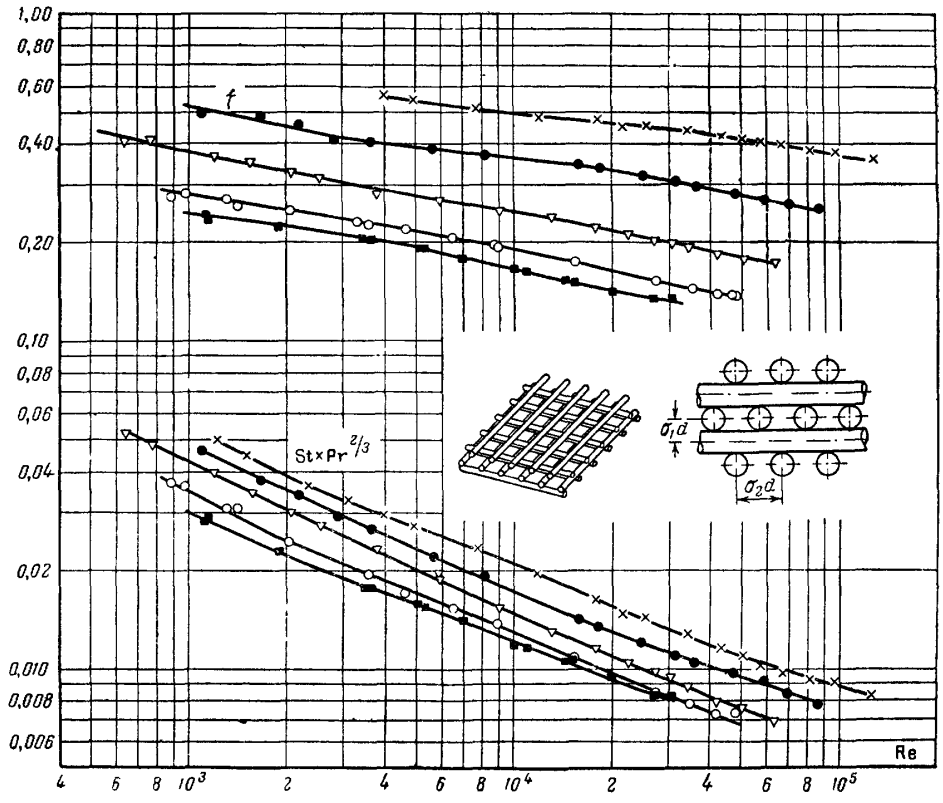


Рис. 10-91. Решетчатые насадочные поверхности с шахматным расположением стержней; диаметр стержней d=9,55 *мм*.

Пористость p	Поперечный шаг x_t
I × 0,832	4,675
III ● 0,766	3,356
V ▽ 0,675	2,417
VI ○ 0,602	1,974
VII ■ 0,500	1,571

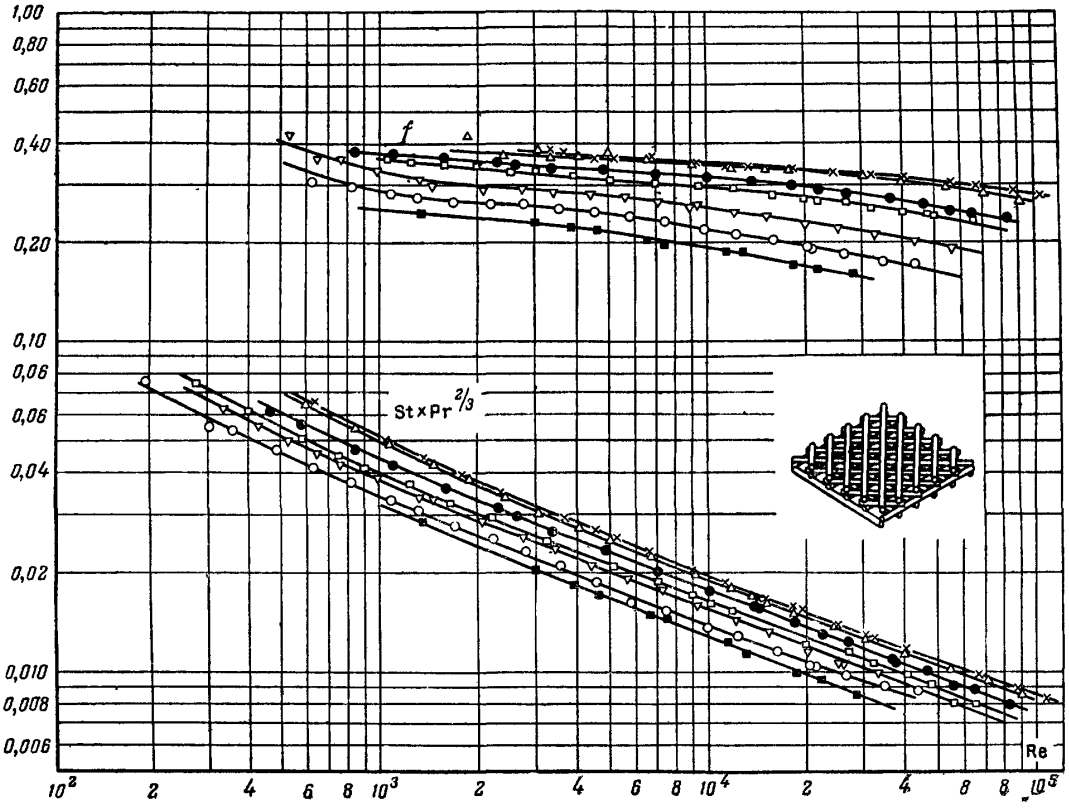


Рис. 10-92. Решетчатые поверхности с произвольным расположением стержней; диаметр стержней d=9,55 *мм*

Пористость p	Поперечный шаг x_t
I × 0,832	4,675
II △ 0,817	4,292
III ● 0,766	3,356
IV □ 0,725	2,856
V ▽ 0,675	2,417
VI ○ 0,602	1,974
VII □ 0,500	1,571

Таблица 10-1

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Поток в круглых и плоских трубах

Re	ПТ-1		ПлТ-1		ПлПжТ-1	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	0,00288	0,00668	—	—	—	—
12 000	0,00300	0,00697	—	—	—	—
10 000	0,00310	0,00725	0,00292	0,00687	0,00356	0,00660
8 000	0,00314	0,00760	0,00298	0,00718	0,00378	0,00701
6 000	0,00294	0,00770	0,00305	0,00770	0,00409	0,00764
5 000	0,00254	0,00725	0,00310	0,00820	0,00430	0,00807
4 000	0,00193	0,00635	0,00317	0,00895	0,00457	0,00878
3 000	0,00202	0,00672	0,00291	0,00939	0,00494	0,00982
2 500	0,00229	0,00750	0,00272	0,00939	0,00520	0,01070
2 000	0,00269	0,00902	0,00310	0,0107	0,00540	0,0116
1 500	0,00334	0,01170	0,00381	0,0135	0,00503	0,0119
1 200	0,00399	0,01425	0,00453	0,0163	0,00475	0,0125
1 000	0,00463	0,01680	0,00522	0,0191	0,00518	0,0136
800	0,00558	0,02060	0,00621	0,0232	0,00605	0,0158
600	0,00707	0,02660	0,00780	0,0296	0,00738	0,0191
500	—	—	0,00900	0,0346	—	—
400	—	—	—	—	—	—
300	—	—	—	—	—	—

Таблица 10-2

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Поперечное обтекание пучков гладких труб

Re	Ш-1,50—1,25		Ш-1,50—1,25а	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	0,00632	0,0508	0,00690	0,0503
12 000	0,00698	0,0530	0,00753	0,0525
10 000	0,00755	0,0550	0,00808	0,0543
8 000	0,00832	0,0578	0,00883	0,0566
6 000	0,00941	0,0614	0,00987	0,0596
5 000	0,0102	0,0640	0,0106	0,0615
4 000	0,0112	0,0670	0,0116	0,0641
3 000	0,0127	0,0702	0,0129	0,0675
2 500	0,0137	0,0725	0,0138	0,0700
2 000	0,0149	0,0750	0,0151	0,0728
1 500	0,0166	0,0780	0,0169	0,0768
1 200	0,0178	0,0800	0,0184	0,0800
1 000	0,0189	0,0812	0,0198	0,0828
800	0,0201	0,0827	0,0216	0,0860
600	—	—	0,0241	0,0907
500	—	—	0,0258	0,0940
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	Ш-1,25—1,25		Ш-1,50—1,00	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	—	—	—	—
8 000	—	—	—	—
6 000	—	—	—	—
5 000	0,00778	0,0375	—	—
4 000	0,00850	0,0391	0,0111	0,0613
3 000	0,00950	0,0415	0,0124	0,0652
2 500	0,0102	0,0430	0,0134	0,0680

Продолжение табл. 10-2

Re	Ш-1,25—1,25		Ш-1,50—1,00	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
2 000	0,0111	0,0450	0,0147	0,0713
1 500	0,0124	0,0477	0,0164	0,0761
1 200	0,0136	0,0498	0,0180	0,0799
1 000	0,0146	0,0518	0,0193	0,0833
800	0,0159	0,0540	0,0213	0,0874
600	0,0178	0,0572	0,0239	0,0932
500	0,0191	0,0593	0,0257	0,0972
400	0,0208	0,0620	—	—
300	0,0233	0,0658	—	—

Re	Ш-1,50—1,50		Ш-2,00—1,00	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00809	0,0593	—	—
8 000	0,00888	0,0619	0,0108	0,0982
6 000	0,00997	0,0653	0,0122	0,104
5 000	0,0107	0,0674	0,0132	0,108
4 000	0,0117	0,0701	0,0145	0,112
3 000	0,0132	0,0740	0,0164	0,118
2 500	0,0142	0,0755	0,0177	0,122
2 000	0,0155	0,0769	0,0194	0,128
1 500	0,0174	0,0790	0,0219	0,135
1 200	0,0190	0,0803	0,0241	0,141
1 000	0,0204	0,0818	0,0261	0,146
800	0,0224	0,0834	0,0286	0,152
600	—	—	0,0323	0,160
500	—	—	—	—
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Продолжение табл. 10-2

Re	Ш-2,50—0,75		К-1,50—1,25	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	—	—	0,00752	0,0505
8 000	0,01060	0,1000	0,00820	0,0525
6 000	0,01175	0,1036	0,00900	0,0549
5 000	0,0126	0,1065	0,00958	0,0558
4 000	0,0136	0,1100	0,01020	0,0562
3 000	0,0152	0,1145	0,01080	0,0554
2 500	0,0162	0,1175	0,01095	0,0535
2 000	0,0176	0,1180	0,01075	0,0497
1 500	0,0195	0,1200	0,00960	0,0410
1 200	0,0212	0,1213	0,00778	0,0331
1 000	0,0227	0,1220	0,00750	0,0281
800	0,0246	0,1230	0,00790	0,0265
600	0,0273	0,1250	—	—
500	—	—	—	—
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	К-1,50—1,25a		К-1,25—1,25	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00715	0,0483	—	—
8 000	0,00790	0,0501	0,00580	0,0364
6 000	0,00892	0,0511	0,00654	0,0373
5 000	0,00960	0,0515	0,00706	0,0380
4 000	0,01050	0,0519	0,00777	0,0387
3 000	—	0,0520	—	0,0397
2 500	—	0,0516	—	0,0401

Re	К-1,50—1,25a		К-1,25—1,25	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
2 000	—	0,0483	—	0,0410
1 500	—	0,0401	—	0,0420
1 200	—	0,0328	—	0,0429
1 000	—	0,0301	—	0,0436
800	—	—	—	0,0444
600	—	—	—	0,0456
500	—	—	—	0,0459
400	—	—	—	0,0450
300	—	—	—	0,0421

Re	ПлТ-2		ПлПжТ-2	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	—	—	0,00580	0,0248
8 000	—	—	0,00611	0,0248
6 000	—	—	0,00646	0,0248
5 000	—	—	0,00660	0,0248
4 000	0,00490	0,0190	0,00661	0,0248
3 000	0,00481	0,0184	0,00655	0,0248
2 500	0,00450	0,0175	0,00640	0,0248
2 000	0,00447	0,0177	0,00611	0,0249
1 500	0,00500	0,0195	0,00588	0,0259
1 200	0,00590	0,0221	0,00639	0,0274
1 000	0,00678	0,0245	0,00714	0,0297
800	0,00809	0,0278	0,00836	0,0337
600	0,0101	0,0329	0,01020	0,0395
500	0,0117	0,0368	0,01160	0,0439
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Таблица 10-3

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Пластинчато-ребристые поверхности с гладкими ребрами

ГлР-1			ГлР-2			ГлР-3		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
60 000	0,00228	0,00549	45 000	0,00233	0,00602	35 000	0,00246	0,00595
50 000	0,00237	0,00562	40 000	0,00239	0,00608	30 000	0,00254	0,00605
40 000	0,00248	0,00579	30 000	0,00254	0,00630	25 000	0,00263	0,00620
30 000	0,00264	0,00601	25 000	0,00264	0,00645	20 000	0,00276	0,00638
25 000	0,00274	0,00616	20 000	0,00277	0,00667	15 000	0,00291	0,00667
20 000	0,00288	0,00638	15 000	0,00295	0,00700	12 000	0,00302	0,00695
15 000	0,00305	0,00672	12 000	0,00310	0,00732	10 000	0,00316	0,00720
12 000	0,00320	0,00703	10 000	0,00322	0,00762	8 000	0,00330	0,00761
10 000	0,00333	0,00734	8 000	0,00336	0,00808	6 000	0,00348	0,00826
8 000	0,00347	0,00778	6 000	0,00355	0,00886	5 000	0,00357	0,00880
6 000	0,00363	0,00847	5 000	0,00366	0,00950	4 000	0,00367	0,00963
5 000	0,00373	0,00904	4 000	0,00373	0,01045	3 000	0,00367	0,01110
4 000	0,00379	0,01023	3 000	0,00368	0,01190	2 500	0,00357	0,01230

Продолжение табл. 10-3

Re	ГлР-4			ГлР-5	
	$StPr^{2/3}$		f	$StPr^{2/3}$	f
	T	ΔT			
15 000	—	—	—	—	—
12 000	0,00287	0,00314	0,00631	—	—
10 000	0,00298	0,00326	0,00658	0,00373	0,00764
8 000	0,00312	0,00339	0,00689	0,00397	0,00806
6 000	0,00313	0,00334	0,00700	0,00427	0,00870
5 000	—	0,00321	0,00670	0,00448	0,00913
4 000	—	—	0,00594	0,00477	0,00978
3 000	—	0,00244	0,00563	0,00515	0,0108
2 500	—	0,00238	0,00633	0,00535	0,0115
2 000	0,00237	0,00255	0,00772	0,00554	0,0127
1 500	0,00296	0,00325	0,01010	0,00571	0,0146
1 200	0,00353	0,00394	0,01244	0,00606	0,0167
1 000	0,00407	0,00461	0,0148	0,00654	0,0189
800	0,00488	0,00562	0,0183	0,00728	0,0228
600	0,00614	0,00727	0,0241	0,00851	0,0299
500	0,00712	0,00858	0,0288	—	—
400	—	—	—	—	—
300	—	—	—	—	—

Re	ГлР-6		ГлР-7	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	0,00255	0,00708
12 000	0,00303	0,00708	0,00265	0,00740
10 000	0,00310	0,00735	0,00273	0,00763
8 000	0,00317	0,00768	0,00283	0,00799
6 000	0,00325	0,00807	0,00296	0,00842
5 000	0,00330	0,00838	0,00304	0,00870
4 000	0,00333	0,00875	0,00310	0,00903
3 000	0,00326	0,00923	0,00310	0,00980
2 500	0,00301	0,00958	0,00318	0,0106
2 000	0,00312	0,0103	0,00347	0,0122
1 500	0,00371	0,0127	0,00421	0,0152
1 200	0,00435	0,0152	0,00499	0,0182
1 000	0,00496	0,0176	0,00575	0,0214
800	0,00581	0,0211	0,00692	0,0262
600	—	—	—	—
500	—	—	—	—
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ГлР-8		ГлР-9	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00314	0,00878	0,00288	0,00768
8 000	0,00333	0,00923	0,00303	0,00807
6 000	0,00356	0,00971	0,00324	0,00862
5 000	0,00372	0,00991	0,00338	0,00900
4 000	0,00390	0,0103	0,00353	0,00958
3 000	0,00412	0,0112	0,00368	0,0105
2 500	0,00424	0,0119	0,00373	0,0112
2 000	0,00436	0,0139	0,00375	0,0119
1 500	0,00444	0,0149	0,00420	0,0137
1 200	0,00471	0,0169	0,00505	0,0166
1 000	0,00515	0,0190	0,00586	0,0198
800	0,00599	0,0228	0,00704	0,0243
600	0,00733	0,0294	0,00890	0,0319
500	0,00840	0,0350	0,0103	0,0380
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Продолжение табл. 10-3

Re	ГлР-10		ГлР-11		ГлР-12		ГлР-13		
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—	—	—	10 000	0,00295	0,00723
12 000	—	—	—	—	—	—	9 000	0,00299	0,00740
10 000	0,00310	0,00920	—	—	—	—	8 000	0,00303	0,00763
8 000	0,00326	0,00955	—	—	0,00320	0,00851	7 000	0,00310	0,00790
6 000	0,00352	0,0101	0,00308	0,00882	0,00337	0,00900	6 000	0,00318	0,00826
5 000	0,00367	0,0106	0,00310	0,00900	0,00348	0,00931	5 000	0,00328	0,00871
4 000	0,00389	0,0112	0,00309	0,00925	0,00363	0,00972	4 000	0,00341	0,00945
3 000	0,00417	0,0123	0,00309	0,00970	0,00382	0,0104	3 000	0,00372	0,01085
2 500	0,00435	0,0133	0,00322	0,01040	0,00395	0,0112	2 000	0,00445	0,01370
2 000	0,00456	0,0147	0,00352	0,01205	0,00410	0,0123	1 500	0,00523	0,01645
1 500	0,00495	0,0173	0,00420	0,0151	0,00443	0,0142	1 200	0,00608	0,0195
1 200	0,00538	0,0202	0,00491	0,0182	0,00497	0,0167	1 000	0,00682	0,0228
1 000	0,00585	0,0231	0,00562	0,0215	0,00567	0,0197	800	0,00797	0,0278
800	0,00663	0,0274	0,00662	0,0264	0,00672	0,0242	600	0,00889	0,0357
600	0,00791	0,0346	0,00815	0,0343	0,00834	0,0314	500	0,01101	0,0419
500	0,00898	0,0403	0,00930	0,0405	0,00960	0,0372	400	0,0129	0,0511
400	—	—	—	—	0,0113	0,0457	300	—	0,0662
300	—	—	—	—	—	—	200	—	—

ГлР-14			ГлР-15			ГлР-16		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
10 000	0,00294	0,00716	10 000	—	—	10 000	—	—
9 000	0,00302	0,00730	9 000	—	0,00820	9 000	—	—
8 000	0,00309	0,00755	8 000	0,00302	0,00851	8 000	—	—
7 000	0,00317	0,00782	7 000	0,00312	0,00881	7 000	—	—
6 000	0,00322	0,00819	6 000	0,00322	0,00928	6 000	—	0,00790
5 000	0,00323	0,00856	5 000	0,00333	0,00980	5 000	0,00281	0,00809
4 000	0,00330	0,00885	4 000	0,00344	0,01045	4 000	0,00281	0,00835
3 000	0,00317	0,00956	3 000	0,00350	0,01128	3 000	0,00263	0,00875
2 000	0,00329	0,01145	2 000	0,00346	0,01285	2 000	0,00268	0,00962
1 500	0,00379	0,01350	1 500	0,00388	0,01475	1 500	0,00294	0,01088
1 200	0,00437	0,0159	1 200	0,00441	0,0170	1 200	0,00338	0,0125
1 000	0,00498	0,0181	1 000	0,00493	0,0195	1 000	0,00379	0,0144
800	0,00589	0,0220	800	0,00555	0,0238	800	0,00448	0,0178
600	0,00729	0,0285	600	0,00713	0,0306	600	0,00561	0,0232
500	0,00833	0,0336	500	0,00815	0,0359	500	0,00658	0,0275
400	0,00980	0,0411	400	0,00955	0,0437	400	0,00796	0,0339
300	0,01215	0,0535	300	0,01185	0,0566	300	0,01020	0,0442
200	—	—	200	0,01600	0,0811	200	—	0,0650

ГлР-17			ГлР-18			ГлР-19		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
10 000	—	—	10 000	—	—	10 000	—	—
9 000	—	—	9 000	—	—	9 000	—	—
8 000	—	—	8 000	—	—	8 000	—	—
7 000	—	—	7 000	—	—	7 000	—	—
6 000	—	—	6 000	—	—	6 000	—	—
5 000	—	—	5 000	—	—	5 000	—	—
4 000	—	0,00785	4 000	—	0,00891	4 000	—	—
3 000	0,00277	0,00831	3 000	0,00293	0,00981	3 000	—	0,0109
2 000	0,00312	0,00981	2 000	0,00356	0,01185	2 000	0,00294	0,0118
1 500	0,00354	0,01165	1 500	0,00418	0,01395	1 500	0,00349	0,0135
1 200	0,00401	0,0134	1 200	0,00481	0,0162	1 200	0,00418	0,0157
1 000	0,00450	0,0153	1 000	0,00545	0,0189	1 000	0,00482	0,0183
800	0,00529	0,0185	800	0,00643	0,0230	800	0,00581	0,0228
600	0,00670	0,0240	600	0,00802	0,0302	600	0,00735	0,0301
500	0,00782	0,0286	500	0,00922	0,0361	500	0,00856	0,0359
400	0,00942	0,0351	400	0,0110	0,0448	400	—	0,0446
300	0,01193	0,0460	300	0,0138	0,0595	300	—	0,0592
200	—	0,0673	200	—	0,0888	200	—	0,0875

Таблица 10-4

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Пластинчато-ребристые поверхиости с жалюзийными ребрами

Re	ЖР-1		ЖР-2	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00551	0,0331	0,00638	0,0494
8 000	0,00593	0,0340	0,00688	0,0510
6 000	0,00651	0,0354	0,00760	0,0531
5 000	0,00690	0,0363	0,00810	0,0547
4 000	0,00738	0,0375	0,00878	0,0568
3 000	0,00805	0,0394	0,00970	0,0596
2 500	0,00849	0,0406	0,0102	0,0620
2 000	0,00900	0,0426	0,0110	0,0646
1 500	0,00970	0,0461	0,0119	0,0696
1 200	0,0104	0,0496	0,0127	0,0745
1 000	0,0112	0,0532	0,0138	0,0795
800	0,0124	0,0587	0,0140	0,0860
600	0,0144	0,0682	0,0149	0,0962
500	0,0160	0,0755	—	—
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ЖР-3		ЖР-4	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00568	0,0300	0,00598	0,0400
8 000	0,00605	0,0310	0,00645	0,0413
6 000	0,00655	0,0322	0,00714	0,0432
5 000	0,00690	0,0332	0,00760	0,0447
4 000	0,00734	0,0347	0,00809	0,0463
3 000	0,00791	0,0366	0,00895	0,0491
2 500	0,00829	0,0381	0,00941	0,0511
2 000	0,00875	0,0402	0,0100	0,0540
1 500	0,00948	0,0438	0,0108	0,0588
1 200	0,0102	0,0474	0,0113	0,0634
1 000	0,0109	0,0512	0,0118	0,0680
800	0,0118	0,0571	0,0122	0,0752
600	0,0133	0,0667	0,0128	0,0880
500	—	—	—	—
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ЖР-5		ЖР-6	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00542	0,0297	—	—
8 000	0,00583	0,0306	0,00630	0,0340
6 000	0,00640	0,0319	0,00690	0,0395
5 000	0,00678	0,0328	0,00730	0,0410
4 000	0,00737	0,0340	0,00790	0,0428
3 000	0,00794	0,0359	0,00870	0,0420
2 500	0,00835	0,0374	0,00950	0,0470
2 000	0,00885	0,0394	0,00980	0,0497
1 500	0,00951	0,0430	0,0106	0,0550
1 200	0,0103	0,0472	0,0113	0,0580
1 000	0,0112	0,0515	0,0121	0,0620

Продолжение табл. 10-4

Re	ЖР-5		ЖР-6	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
800	0,0126	0,0585	0,0131	0,0680
600	0,0149	0,0700	0,0145	0,0790
500	0,0169	0,0793	0,0154	0,0800
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ЖР-7		ЖР-8	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	—	—	—	—
8 000	—	—	0,00666	0,0309
6 000	0,00690	0,0350	0,00728	0,0333
5 000	0,00740	0,0367	0,00771	0,0351
4 000	0,00802	0,0390	0,00825	0,0374
3 000	0,00899	0,0426	0,00901	0,0408
2 500	0,00960	0,0452	0,00954	0,0461
2 000	0,0103	0,0491	0,0102	0,0464
1 500	0,0113	0,0553	0,0112	0,0512
1 200	0,0122	0,0610	0,0119	0,0558
1 000	0,0130	0,0662	0,0125	0,0600
800	0,0142	0,0738	0,0137	0,0670
600	0,0161	0,0848	0,0155	0,0772
500	0,0177	0,0925	0,0158	0,0850
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ЖР-9		ЖР-10	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	—	—	0,00548	0,0242
8 000	0,00701	0,0349	0,00588	0,0253
6 000	0,00761	0,0364	0,00645	0,0271
5 000	0,00800	0,0375	0,00684	0,0283
4 000	0,00853	0,0390	0,00793	0,0300
3 000	0,00922	0,0412	0,00811	0,0326
2 500	0,00972	0,0430	0,00861	0,0346
2 000	0,0103	0,0456	0,00930	0,0375
1 500	0,0112	0,0502	0,0102	0,0423
1 200	0,0120	0,0550	0,0111	0,0469
1 000	0,0128	0,0595	0,0121	0,0513
800	0,0139	0,0662	0,0135	0,0528
600	0,0157	0,0780	0,0156	0,0700
500	0,0170	0,0870	0,0170	0,0796
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ЖР-11		ЖР-12	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	—	—	—	—
8 000	0,00590	0,0257	0,00557	0,0220
6 000	0,00650	0,0271	0,00604	0,0233
5 000	0,00694	0,0281	0,00640	0,0242
4 000	0,00752	0,0296	0,00680	0,0255

Продолжение табл. 10-4

Re	ЖР-11		ЖР-12	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
3 000	0,00835	0,0319	0,00739	0,0271
2 500	0,00889	0,0336	0,00777	0,0283
2 000	0,00960	0,0363	0,00825	0,0299
1 500	0,0105	0,0406	0,00888	0,0332
1 200	0,0112	0,0442	0,00950	0,0368
1 000	0,0119	0,0483	0,0104	0,0410
800	0,0130	0,0550	0,0117	0,0474
600	0,0148	0,0659	0,0137	0,0570
500	0,0161	0,0741	0,0150	0,0641
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Re	ЖР-13		ЖР-14	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00432	0,0151	0,00440	0,0156
8 000	0,00462	0,0158	0,00469	0,0168
6 000	0,00508	0,0170	0,00510	0,0175
5 000	0,00537	0,0178	0,00537	0,0183
4 000	0,00576	0,0190	0,00572	0,0194
3 000	0,00630	0,0208	0,00621	0,0213
2 500	0,00663	0,0222	0,00655	0,0227
2 000	0,00711	0,0244	0,00699	0,0248
1 500	0,00787	0,0289	0,00762	0,0288
1 200	0,00859	0,0314	0,00831	0,0313
1 000	0,00928	0,0370	0,00894	0,0362
800	0,0103	0,0427	0,00981	0,0416
600	0,0119	0,0516	0,0112	0,0500
500	0,0132	0,0580	0,0122	0,0565
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Таблица 10-5

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Пластинчато-ребристые поверхности с короткими пластинчатыми ребрами

Re	ПлР-1		ПлР-2		ПлР-3	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—	—	—
10 000	—	—	0,00629	0,0394	—	—
8 000	0,00525	0,0197	0,00688	0,0413	—	—
6 000	0,00580	0,0209	0,00770	0,0448	0,00850	0,0487
5 000	0,00620	0,0218	0,00828	0,0458	0,00896	0,0498
4 000	0,00669	0,0231	0,00903	0,0487	0,00959	0,0516
3 000	0,00740	0,0253	0,0101	0,0530	0,01040	0,0540
2 500	0,00789	0,0272	0,0108	0,0560	0,01110	0,0558
2 000	0,00850	0,0298	0,0119	0,0607	0,01177	0,0584
1 500	0,00940	0,0348	0,0133	0,0680	0,01267	0,0628
1 200	0,0102	0,0394	0,0146	0,0752	0,01327	0,0676
1 000	0,0109	0,0438	0,0156	0,0826	0,01373	0,0726
800	0,0122	0,0500	0,0171	0,0942	0,01427	0,0800
600	0,0139	0,0595	0,0192	0,113	0,01520	0,0913
500	0,0155	0,0665	0,0205	0,130	0,01580	0,1010
400	—	—	—	—	0,01675	0,1145
300	—	—	—	—	0,01810	0,1390

ПлР-4			ПлР-5			ПлР-6		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
8 000	—	0,0628	—	—	—	6 000	0,00510	0,0167
6 000	0,01110	0,0650	9 000	—	0,0122	5 000	0,00537	0,0175
5 000	0,01170	0,0664	8 000	—	0,0123	4 000	0,00570	0,0186
4 000	0,01250	0,0684	7 000	0,00452	0,0126	3 000	0,00617	0,0202
3 000	0,0137	0,0712	6 000	0,00471	0,0131	2 500	0,00650	0,0213
2 500	0,0144	0,0733	5 000	0,00492	0,0137	2 000	0,00692	0,0228
2 000	0,0155	0,0765	4 000	0,00522	0,0146	1 500	0,00756	0,0255
1 500	0,0168	0,0817	3 000	0,00575	0,0162	1 200	0,00809	0,0283
1 200	0,0181	0,0870	2 000	0,00682	0,0198	1 000	0,00864	0,0314
1 000	0,0192	0,0927	1 500	0,00744	0,0231	800	0,00952	0,0362
800	0,0204	0,1020	1 200	0,00830	0,0265	600	0,01107	0,0443
600	0,0223	0,1170	1 000	0,00911	0,0306	500	0,01227	0,0507
500	0,0233	0,131	800	0,01045	0,0347	400	0,01407	0,0601
400	0,0247	0,154	600	0,01255	0,0429	300	0,0169	0,0757

Продолжение табл. 10-5

ПлР-4			ПлР-5			ПлР-6		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
—	—	—	500	0,01415	0,0493	—	—	—
—	—	—	400	0,0166	0,0592	—	—	—
—	—	—	300	0,0205	0,0758	—	—	—
—	—	—	200	—	—	—	—	—

ПлР-7			ПлР-8			ПлР-9		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
9 000	0,00512	0,0183	9 000	—	—	9 000	—	—
8 000	0,00530	0,0184	8 000	—	—	8 000	—	—
7 000	0,00557	0,0189	7 000	—	0,0199	7 000	—	—
6 000	0,00591	0,0196	6 000	0,00619	0,0203	6 000	—	—
5 000	0,00635	0,0203	5 000	0,00649	0,0211	5 000	—	—
4 000	0,00692	0,0218	4 000	0,00713	0,0227	4 000	—	0,0289
3 000	0,00782	0,0241	3 000	0,00813	0,0248	3 000	0,00855	0,0309
2 000	0,00933	0,0290	2 000	0,00992	0,0294	2 000	0,00995	0,0349
1 500	0,01065	0,0341	1 500	0,01125	0,0339	1 500	0,01115	0,0387
1 200	0,0119	0,0388	1 200	0,0124	0,0386	1 200	0,0120	0,0422
1 000	0,0129	0,0438	1 000	0,0136	0,0440	1 000	0,0129	0,0459
800	0,0141	0,0490	800	0,0154	0,0499	800	0,0144	0,0520
600	0,0169	0,0592	600	0,0185	0,0608	600	0,0173	0,0621
500	0,0191	0,0695	500	0,0209	0,0690	500	0,0197	0,0699
400	0,0023	0,0808	400	—	0,0819	400	—	0,0810
300	0,0278	0,1025	300	—	0,1025	300	—	0,0995
200	—	0,1480	200	—	0,1425	200	—	—

ПлР-10			ПлР-11			ПлР-12		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
—	—	—	5 000	0,00721	0,0310	—	—	—
—	—	—	4 000	0,00764	0,0315	—	—	—
—	—	—	3 000	0,00822	0,0334	—	—	—
—	—	—	2 500	0,00859	0,0357	—	—	—
—	—	—	2 000	0,00908	0,0379	6 000	—	0,0289
—	—	—	1 500	0,00987	0,0400	5 000	0,00778	0,0295
4 000	—	0,0390	1 200	0,01060	0,0429	4 000	0,00838	0,0307
3 000	0,00880	0,0420	1 000	0,01123	0,0464	3 000	0,00925	0,0328
2 000	0,01015	0,0450	800	0,01205	0,0517	2 000	0,01085	0,0373
1 500	0,01155	0,0492	600	0,01352	0,0607	1 500	0,01205	0,0418
1 200	0,0128	0,0535	500	0,0150	0,0679	1 200	0,0132	0,0460
1 000	0,0139	0,0577	400	0,0176	0,0781	1 000	0,0142	0,0502
800	0,0154	0,0640	300	0,0226	0,0937	800	0,0159	0,0568
600	0,0180	0,0747	—	—	—	600	0,0188	0,0675
500	0,0202	0,0832	—	—	—	500	0,0209	0,0765
400	—	0,0955	—	—	—	400	—	0,0892
300	—	0,1175	—	—	—	300	—	0,1115
200	—	0,1585	—	—	—	200	—	—

ПлР-13			ПлР-13		
Re	$StPr^{2/3}$	f	Re	$StPr^{2/3}$	f
5 000	—	0,0358	1 000	0,01122	0,0496
4 000	0,00705	0,0370	800	0,01225	0,0552
3 000	0,00773	0,0386	600	0,01395	0,0644
2 500	0,00820	0,0397	500	0,0155	0,0721
2 000	0,00880	0,0416	400	0,0179	0,0830
1 500	0,00967	0,0440	300	0,0219	0,0103
1 200	0,01045	0,0464			

Таблица 10-6

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Пластинчато-ребристые поверхности с волнистыми ребрами

Re	ВР-1		ВР-2		ВР-3	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—	—	—
10 000	—	—	0,00686	0,0331	—	—
8 000	0,00712	0,0359	0,00746	0,0357	—	—
6 000	0,00794	0,0401	0,00831	0,0398	—	—
5 000	0,00846	0,0430	0,00890	0,0427	0,00675	0,0293
4 000	0,00920	0,0469	0,00970	0,0467	0,00740	0,0320
3 000	0,01025	0,0524	0,01077	0,0525	0,00835	0,0358
2 500	0,0110	0,0563	0,01155	0,0567	0,00900	0,0385
2 000	0,0119	0,0615	0,0126	0,0625	0,00982	0,0421
1 500	0,0132	0,0691	0,0140	0,0704	0,0110	0,0478
1 200	0,0144	0,0758	0,0150	0,0779	0,0120	0,0530
1 000	0,0153	0,0819	0,0158	0,0845	0,0129	0,0579
800	0,0165	0,0888	0,0167	0,0926	0,0142	0,0643
600	0,0175	0,0985	0,0178	0,0135	0,0158	0,0738
500	0,0179	0,1045	0,0185	0,111	—	—
400	—	—	0,0194	0,118	—	—
300	—	—	—	—	—	—

Таблица 10-7

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Пластинчато-ребристые поверхности со стерженьковыми ребрами

Re	СтР-1		СтР-2		СтР-3	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
10 000	—	—	—	—	—	—
8 000	0,00808	0,0815	—	—	—	—
6 000	0,00905	0,0793	—	—	—	—
5 000	0,00970	0,0780	—	—	—	—
4 000	0,0105	0,0762	0,0130	0,166	—	—
3 000	0,0116	0,0741	0,0145	0,165	—	—
2 500	0,0123	0,0725	0,0155	0,164	—	—
2 000	0,0134	0,0707	0,0168	0,158	0,00645	—
1 500	0,0152	0,0708	0,0183	0,151	0,00720	—
1 200	0,0161	0,0718	0,0190	0,150	0,00784	0,0373
1 000	0,0175	0,0755	0,0200	0,151	0,00840	0,0383
800	0,0183	0,0800	0,0209	0,156	0,00912	0,0399
600	—	—	0,0218	0,170	0,01020	0,0430
500	—	—	0,0222	0,180	0,01085	0,0454
400	—	—	—	—	0,0118	0,0491
300	—	—	—	—	0,0132	0,0551
250	—	—	—	—	—	0,0600
200	—	—	—	—	—	0,0673

Re	СтР-4		СтР-5	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
25 000	—	—	0,00740	—
20 000	—	—	0,00800	—
17 000	—	—	0,00842	—
15 000	—	—	0,00880	—
12 000	—	—	0,00951	—
10 000	—	—	0,0101	—
8 000	0,0128	0,153	0,0108	—
6 000	0,0144	0,153	0,0120	—
5 000	0,0156	0,153	0,0128	—
4 000	0,0171	0,153	0,0137	0,0692

Продолжение табл. 10-7

Re	СтР-4		СтР-5	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
3 000	0,0192	0,156	0,0152	0,0718
2 500	0,0207	0,160	0,0161	0,0737
2 000	0,0227	0,167	0,0173	0,0760
1 500	0,0255	0,175	0,0191	0,0800
1 200	0,0279	0,0182	—	—
1 000	0,0301	0,0189	—	—
900	—	—	—	—
800	0,0330	0,198	—	—
600	—	—	—	—

Re	СтР-6		Пфр	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	0,0488	0,00757	—	—
12 000	0,0493	0,00826	—	0,01168
10 000	0,0503	0,00890	0,00503	0,01220
8 000	0,0530	0,00973	0,00547	0,01285
6 000	0,0573	0,01085	0,00600	0,01386
5 000	0,0589	0,01172	0,00631	0,0146
4 000	0,0603	0,0128	0,00600	0,0155
3 000	0,0626	0,0142	0,00695	0,0169
2 500	0,0640	0,0157	0,00708	0,0178
2 000	0,0640	0,0170	0,00700	0,0187
1 500	0,0605	0,0170	0,00736	0,0207
1 200	0,0561	0,0174	0,00817	0,0232
1 000	0,0577	0,0182	0,00893	0,0257
800	0,0670	0,0198	0,01010	0,0295
600	—	—	0,01180	0,0357
500	—	—	0,0132	0,0407

Таблица 10-8

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении

Поперечное обтекание пучков оребренных труб

Re	ККР-1		ККР-2	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00388	0,0304	—	0,0306
8 000	0,00465	0,0313	—	0,0314
6 000	0,00500	0,0326	0,00645	0,0326
5 000	0,00547	0,0334	0,00685	0,0333
4 000	0,00609	0,0348	0,00740	0,0344
3 000	0,00701	0,0365	0,00820	0,0360
2 500	0,00770	0,0379	0,00880	0,0371
2 000	0,00860	0,0395	0,00960	0,0388
1 500	0,00990	0,0420	0,0108	0,0412
1 200	0,01105	0,0441	0,0119	0,0433
1 000	0,01210	0,0461	0,0129	0,0453
800	0,01350	0,0490	0,0143	0,0483
600	0,01506	0,0530	0,0165	0,0532
500	—	—	0,0180	0,0572
400	—	—	—	—
300	—	—	—	—

Продолжение табл. 10-8

Re	ККР-3		ККР-4	ПлСР-1	
	$StPr^{2/3}$	f	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—	—
10 000	—	—	0,0255	0,00326	0,0106
8 000	0,00638	0,0347	0,0260	0,00339	0,0108
6 000	0,00685	0,0359	0,0267	0,00359	0,0113
5 000	0,00727	0,0368	0,0272	0,00369	0,0116
4 000	0,00785	0,0381	0,0278	0,00385	0,0122
3 000	0,00879	0,0401	0,0290	0,00405	0,0133
2 500	0,00945	0,0418	0,0300	0,00411	0,0142
2 000	0,01035	0,0440	0,0314	0,00427	0,0155
1 500	0,01170	0,0470	0,0337	0,00477	0,0174
1 200	0,01285	0,0495	0,0358	0,00536	0,0196
1 000	0,01390	0,0520	0,0379	0,00600	0,0219
800	0,01504	0,0551	0,0408	0,00701	0,0256
600	0,01760	0,0597	0,0450	0,00861	0,0321
500	0,01915	0,0630	0,0481	0,00982	0,0376
400	—	—	0,0522	0,01150	0,0463
300	—	—	—	—	—

Re	ПлСР-2		ПлСР-3	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00389	0,0133	0,00390	0,0183
8 000	0,00417	0,0142	0,00412	0,0191
6 000	0,00460	0,0156	0,00445	0,0201
5 000	0,00493	0,0167	0,00468	0,0208
4 000	0,00539	0,0183	0,00498	0,0217
3 000	0,00608	0,0206	0,00543	0,0228
2 500	0,00656	0,0223	0,00573	0,0238
2 000	0,00726	0,0247	0,00615	0,0255
1 500	0,00831	0,0284	0,00676	0,0284
1 200	0,00934	0,0320	0,00727	0,0309
1 000	0,01030	0,0354	0,00772	0,0333
800	0,01175	0,0402	0,00832	0,0366
600	0,01377	0,0476	0,00920	0,0422
500	0,01526	0,0531	0,01000	0,0470
400	—	—	0,01128	0,0550
300	—	—	—	—

Re	ПлСР-4		ПлСР-5	
	$StPr^{2/3}$	f	$StPr^{2/3}$	f
15 000	—	—	—	—
12 000	—	—	—	—
10 000	0,00514	0,0206	0,00453	0,0180
8 000	0,00546	0,0219	0,00468	0,0192
6 000	0,00590	0,0236	0,00533	0,0207
5 000	0,00620	0,0247	0,00563	0,0218
4 000	0,00660	0,0261	0,00602	0,0232
3 000	0,00712	0,0280	0,00655	0,0253
2 500	0,00751	0,0294	0,00690	0,0269
2 000	0,00802	0,0315	0,00739	0,0290
1 500	0,00885	0,0346	0,00816	0,0323
1 200	0,00964	0,0380	0,00892	0,0353
1 000	0,01045	0,0416	0,00968	0,0384
800	0,01176	0,0472	0,0108	0,0429
600	0,1390	0,0569	0,0127	0,0505
500	—	—	0,0142	0,0565
400	—	—	0,0163	0,0652
300	—	—	—	—

Таблица 10-9

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении
Решетчатые насадочные поверхности

Re	$St\,Pr^{2/3}$	f	Re	$St\,Pr^{2/3}$	f	Re	$St\,Pr^{2/3}$	f	Re	$St\,Pr^{2/3}$	f	Re	$St\,Pr^{2/3}$	f
Коридорное расположение														
$p = 0{,}832$			$p = 0{,}766$			$p = 0{,}675$			$p = 0{,}602$			$p = 0{,}500$		
120 000	0,00784	0,225	80 000	0,00804	0,223	60 000	0,00820	0,213	40 000	0,00865	0,185	30 000	0,00860	0,153
100 000	0,00815	0,227	60 000	0,00872	0,230	40 000	0,00940	0,226	30 000	0,00930	0,190	20 000	0,00995	0,163
80 000	0,00858	0,228	40 000	0,00990	0,239	30 000	0,0103	0,235	20 000	0,0107	0,202	15 000	0,0111	0,171
60 000	0,00922	0,230	30 000	0,0110	0,243	20 000	0,0119	0,248	15 000	0,0120	0,213	10 000	0,0129	0,183
40 000	0,0105	0,232	20 000	0,0126	0,252	15 000	0,0132	0,257	10 000	0,0140	0,228	8 000	0,0140	0,190
30 000	0,0115	0,234	15 000	0,0142	0,257	10 000	0,0154	0,267	8 000	0,0155	0,234	6 000	0,0156	0,200
20 000	0,0133	0,236	10 000	0,0166	0,264	8 000	0,0167	0,273	6 000	0,0174	0,241	4 000	0,0183	0,212
15 000	0,0147	0,240	8 000	0,0182	0,268	6 000	0,0188	0,280	4 000	0,0206	0,251	3 000	0,0204	0,222
10 000	0,0170	0,247	6 000	0,0203	0,273	4 000	0,0221	0,290	3 000	0,0233	0,259	2 000	0,0239	0,233
8 000	0,0185	0,250	4 000	0,0236	0,278	3 000	0,0247	0,298	2 000	0,0276	0,276	1 500	0,0270	0,242
6 000	0,0206	0,256	3 000	0,0264	0,283	2 000	0,0294	0,310	1 500	0,0311	0,274	1 000	0,0324	0,252
4 000	0,0242	0,267	2 000	0,0304	0,295	1 500	0,0332	0,321	1 000	0,0370	0,291			
3 000	0,0268		1 500	0,0337	0,308	1 000	0,0397	0,347						
2 000	0,0306		1 000	0,0388	0,330	800	0,0436	0,361						
1 500	0,0337					600	0,0492	0,386						
Шахматное расположение														
$p = 0{,}832$			$p = 0{,}766$			$p = 0{,}675$			$p = 0{,}602$			$p = 0{,}500$		
120 000	0,00840	0,356	80 000	0,00798	0,253	60 000	0,00704	0,173	40 000	0,00745	0,142	30 000	0,00806	0,132
100 000	0,00880	0,370	60 000	0,00888	0,267	40 000	0,00832	0,189	30 000	0,00825	0,150	20 000	0,00932	0,142
80 000	0,00942	0,383	40 000	0,0101	0,292	30 000	0,00935	0,200	20 000	0,00973	0,164	15 000	0,0104	0,151
60 000	0,0103	0,401	30 000	0,0111	0,308	20 000	0,0110	0,217	15 000	0,0110	0,175	10 000	0,0121	0,165
40 000	0,0119	0,429	20 000	0,0130	0,330	15 000	0,0124	0,230	10 000	0,0130	0,019	8 000	0,0132	0,174
30 000	0,0133	0,443	15 000	0,0145	0,342	10 000	0,0148	0,249	8 000	0,0142	0,198	6 000	0,0147	0,185
20 000	0,0155	0,463	10 000	0,0173	0,361	8 000	0,0162	0,258	6 000	0,0160	0,209	4 000	0,0172	0,200
15 000	0,0175	0,478	8 000	0,0190	0,371	6 000	0,0185	0,271	4 000	0,0189	0,223	3 000	0,0192	0,210
10 000	0,0208	0,498	6 000	0,0215	0,383	4 000	0,0222	0,290	3 000	0,0212	0,235	2 000	0,0225	0,222
8 000	0,0227	0,510	4 000	0,0256	0,401	3 000	0,0255	0,307	2 000	0,0250	0,251	1 500	0,0254	0,231
6 000	0,0253	0,530	3 000	0,0293	0,419	2 000	0,0310	0,331	1 500	0,0286	0,263	1 000	0,0305	0,243

Продолжение табл. 10-9

Шахматное расположение

$p = 0{,}832$			$p = 0{,}766$			$p = 0{,}675$			$p = 0{,}602$			$p = 0{,}500$		
4 000	0,0292	0,561	2 000	0,0351	0,452	1 500	0,0356	0,351	1 000	0,0351	0,280			
3 000	0,0328		1 500	0,0401	0,480	1 000	0,0431	0,383						
2 000	0,0390		1 000	0,0488	0,527	800	0,0480	0,401						
1 500	0,0451					600	0,0550	0,430						

Произвольное расположение

$p = 0{,}832$			$p = 0{,}817$			$p = 0{,}766$			$p = 0{,}725$			$p = 0{,}675$		
100 000	0,0086	0,280	80 000	0,0089	0,277	80 000	0,0081	0,232	80 000	0,0074	0,215	80 000	0,0070	
80 000	0,0093	0,290	60 000	0,0098	0,290	60 000	0,0090	0,243	60 000	0,0083	0,230	60 000	0,0079	0,190
60 000	0,0103	0,301	40 000	0,0114	0,308	40 000	0,0105	0,267	40 000	0,0099	0,248	40 000	0,0093	0,207
40 000	0,0117	0,315	30 000	0,0126	0,313	30 000	0,0118	0,280	30 000	0,0110	0,260	30 000	0,0103	0,218
30 000	0,0130	0,323	20 000	0,0145	0,330	20 000	0,0137	0,297	20 000	0,0120	0,274	20 000	0,0120	0,230
20 000	0,0150	0,334	10 000	0,0190	0,346	10 000	0,0178	0,318	10 000	0,0165	0,296	10 000	0,0155	0,254
10 000	0,0196	0,350	8 000	0,0208	0,350	8 000	0,0194	0,320	8 000	0,0180	0,300	8 000	0,0170	0,262
8 000	0,0215	0,354	6 000	0,0232	0,356	6 000	0,0215	0,329	6 000	0,0200	0,307	6 000	0,0187	0,270
6 000	0,0241	0,360	4 000	0,0251	0,362	4 000	0,0251	0,339	4 000	0,0231	0,317	4 000	0,0220	0,283
4 000	0,0283	0,370	3 000	0,0308	0,371	3 000	0,0281	0,343	3 000	0,0258	0,322	3 000	0,0247	0,290
3 000	0,0319	0,379	2 000	0,0364	0,381	2 000	0,0330	0,355	2 000	0,0300	0,349	2 000	0,0289	0,299
2 000	0,0379		1 000	0,0500		1 000	0,0443	0,375	1 000	0,0400		1 000	0,0382	0,330
1 000	0,0520		800	0,0560		800	0,0490	0,381	800	0,0442		800	0,0420	0,350
800	0,0580		600	0,0640		600	0,0560		600	0,0509		600	0,0479	0,384
600	0,0670								400	0,0620		400	0,0580	
									300	0,0720		300	0,0670	

Произвольное расположение						Произвольное расположение					
$p = 0{,}602$			$p = 0{,}500$			$p = 0{,}602$			$p = 0{,}500$		
60 000		0,154	30 000	0,00838	0,157	3 000	0,0219	0,257	2 000	0,0239	0,238
40 000	0,0086	0,169	20 000	0,00980	0,170	2 000	0,0255	0,263	1 500	0,0270	0,244
30 000	0,0094	0,180	15 000	0,0110	0,179	1 000	0,0340	0,286	1 000	0,0324	0,252
20 000	0,0108	0,195	10 000	0,0129	0,194	800	0,0375	0,303			
10 000	0,0138	0,218	8 000	0,0140	0,200	600	0,0422	0,331			
8 000	0,0150	0,227	6 000	0,0156	0,210	400	0,0510				
6 000	0,0167	0,237	4 000	0,0183	0,222	300	0,0590				
4 000	0,0195	0,250	3 000	0,0204	0,229	200	0,0730				

Таблица 10-10

Данные о теплоотдаче и аэродинамическом сопротивлении Сферические насадочные поверхности*

Беспорядочное расположение шариков, $p = 0{,}37 \div 0{,}39$

Re	$StPr^{2/3}$	f
50 000	0,0089	0,30
20 000	0,0118	0,34
10 000	0,0144	0,37
5 000	0,0178	0,41
2 000	0,023	0,47
1 000	0,029	0,52
500	0,0355	0,59
200	0,046	0,80
100	0,056	1,10
50	0,069	1,65
20	0,091	3,0
10	0,112	5,2

* Графическое изображение этих данных см. на рис. 7-10.

в области значений критерия Рейнольдса, превышающих 5 000, что сказалось на полученных результатах.

На графике рис. 10-22 приведены результаты, полученные при исследовании трубок квадратного сечения в условиях нагревания воздуха горячей водой. При этом осуществлялось непосредственное измерение температуры стенки, благодаря чему не было необходимости в поправках на термическое сопротивление на стороне воды. Результаты исследования теплоотдачи представлены двумя кривыми: одна из них соответствует постоянной по длине температуре стенки, а другая — приблизительно постоянной по длине разности температур стенки и воздуха. Во всех остальных случаях температура стенки по длине была приблизительно постоянной.

Для некоторых пластинчато-стерженьковых поверхностей, показанных на рис. 10-70—10-72, характерно возникновение свистящего звука в области высоких значений критерия Рейнольдса. Особенно резко это проявилось у поверхности СтР-5 (рис. 10-72) при значениях числа Рейнольдса, превышающих 4 000. У поверхности СтР-6 (рис. 10-73) свистящие звуки появляются также при низких числах Рейнольдса.

Результаты, представленные на рис. 10-75, 10-76 и 10-78, получены для пучков из биметаллических труб с круглыми ребрами. Исследования показали, что существует значительное термическое сопротивление между внутренней медной трубкой и внешней алюминиевой ребристой оболочкой. На рис. 10-77 представлены данные для пучка из медных трубок с непрерывными спиральными ребрами, благодаря чему совершенно исключено термическое сопротивление в местах контакта. Путем сопоставления результатов, приведенных на рис. 10-76 и 10-77, была оценена величина термического контактного сопротивления, которая использовалась для корректирования данных на рис. 10-75 и 10-76; таким образом, эти данные представляют только характеристики наружной оребренной поверхности. Вследствие приближенного характера произведенной оценки термического контактного сопротивления точность приведенных результатов снижается. По этой причине кривые $StPr^{2/3}$ на рис. 10-75 и 10-76 показаны пунктиром; отклонения опытных данных от этих кривых, вероятно, превышают $\pm 5\%$. Влияние сопротивления контакта для поверхности ККР-4 (рис. 10-78) столь велико, что даже не предпринималось попытки ввести соответствующую поправку; поэтому для указанной поверхности приводятся только данные о коэффициенте сопротивления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Putnam A. A., Flow Induced Noise in Heat Exchangers, Trans. ASME, vol. 81, p. 417, 1959.

2. Grotz B. J., Arnold F. R., Flow-induced Vibrations in Heat Exchangers, Tech. Rept., 31, prepared under contract Nonr 225(23) (NR-065-104) for the Office of Naval Research, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, August 1956.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ I

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Для облегчения пользования приведенной в книге информацией, необходимой для расчета теплообменников, в настоящем приложении приводится ряд диаграмм и графиков свойств различных веществ.

Приводимые данные не являются исчерпывающими, так как такого рода информацию легко найти в других источниках; в настоящем приложении представлены свойства характерной группы твердых веществ, жидкостей, газов, с тем чтобы сделать возможным расчет теплообменников без поиска необходимой информацин в других источниках [1].

Коэффициенты теплопроводности большой группы металлов, используемых в качестве конструктивных материалов для теплообменников, представлены на рис. I-1. Для большей части металлов графики построены на основании данных Эккерта и Дрейка [Л. 1].

На рис. I-2—I-7 приведены свойства характерной группы газов при давлении 1 *ат*. Эти даиные взяты в основном из циркуляра 564 Бюро стандартов [Л. 2], но дополнены сведениями из других источников. Для большинства случаев применения эти газы можно считать идеальными, т. е. полагать, что свойства, определяющие перенос, не зависят от давления, а плотность может быть определена из уравнения состояния идеального газа

$$\frac{P}{\rho} = \frac{RT}{M},$$

где R — универсальная газовая постоянная;

M — молекулярный вес.

Свойства пара даны на рис. I-8 для двух различных давлений. Эти данные соответствуют результатам, полученным советскими исследователями и рассмотреиным в работе Новака и Гроша [Л. 3].

Свойства воды на линии насыщения (рис. I-9) взяты из работы [Л. 2]. Графики свойств жидкого кислорода и жидкого водорода (рис. I-10, I-11) построены на основании данных, содержащихся в работе Скотта [Л. 4].

На рис. I-12—I-14 представлены свойства некоторых углеводородных топлив и масел; графики построены на основе данных, заимствованных из [Л. 5]. Данные, характеризующие свойства жидких металлов (рис. I-15—I-17), взяты из «Справочника по жидким металлам» [Л. 6].

На рис. I-18—I-20 приведены поправочные коэффициенты, которые можно использовать для определения плотности и удельной теплоемкости влажного воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив в воздухе.

В каждом случае коэффициент следует умножить на плотность или удельную теплоемкость сухого воздуха при температуре и давленни смеси.

ЛИТЕРАТУРА

1. Eckert E. R. G., Drake R. M., Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.

2. Hilsenrath J., et al, Tables of Thermal Properties of Gases, Natl. Bur. Standards Circ., 564, November 1955.

3. Nowak E. S., Grosh R. J., An Investigation of Certain Thermodynamic and Transport Properties of Water and Water Vapor in the Critical Region, Argonne Natl. Lab. ANL, 6064, 1959.

4. Scott R. B., Cryogenic Engineering, D. Van Nostrand Company, Inc., Princeton, N. J., 1959.

5. Aero-space Applied Thermodynamics Manual, Society of Automotive Engineers, Inc., February 1960.

6. Liquid Metals Handbook (Lyon R. N., editor-in-chief), U. S. Government Printing Office, 2d ed., 1952; NAVEXOS P-733 (rev.).

[1] Для удобства пользования материалами приложений в конце книги (стр. 218) приведена переводная таблица англо-американских единиц измерения, использованных авторами, в соответствующие единицы измерения, принятые в СССР. Таблица составлена В. Я. Сидоровым (*Прим. ред.*)

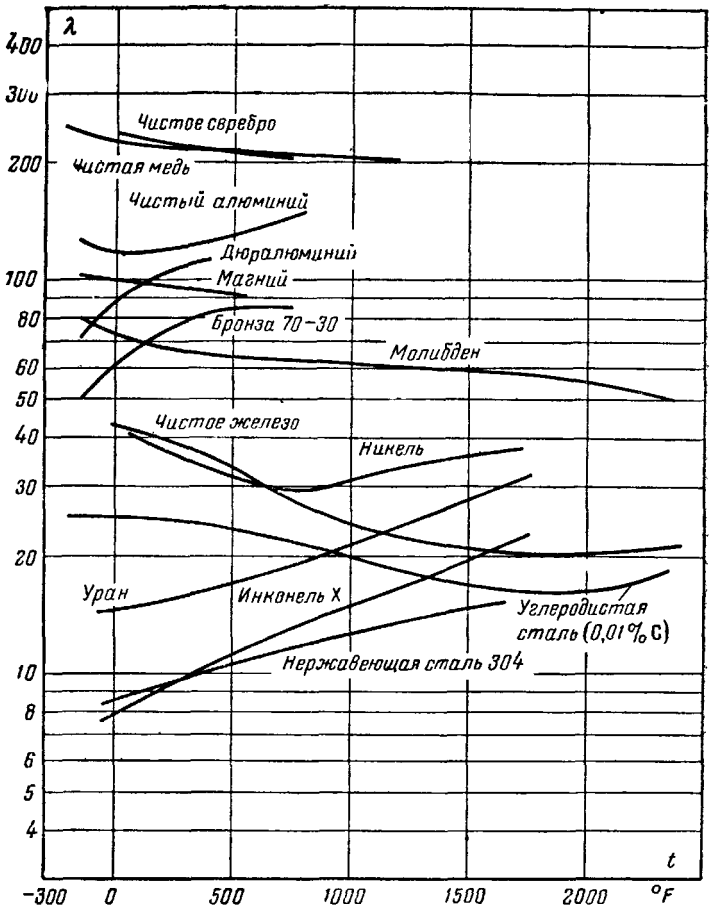


Рис. I-1. Коэффициент теплопроводиости некоторых металлов. Размерность величин, приводимых на этом и следующих графиках, указана в табл. на стр. 218 (вторая колонка); там же даны переводные коэффициеиты.

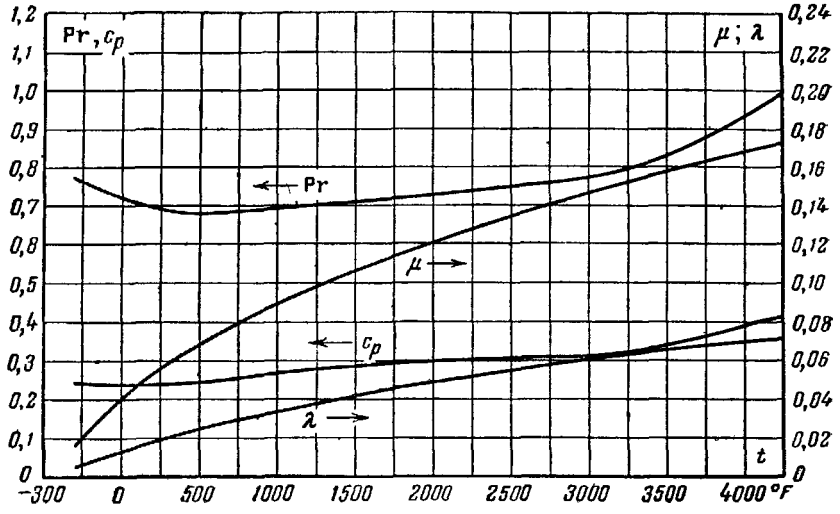


Рис. I-2. Физические свойства сухого воздуха при давлении 1 *ат*.

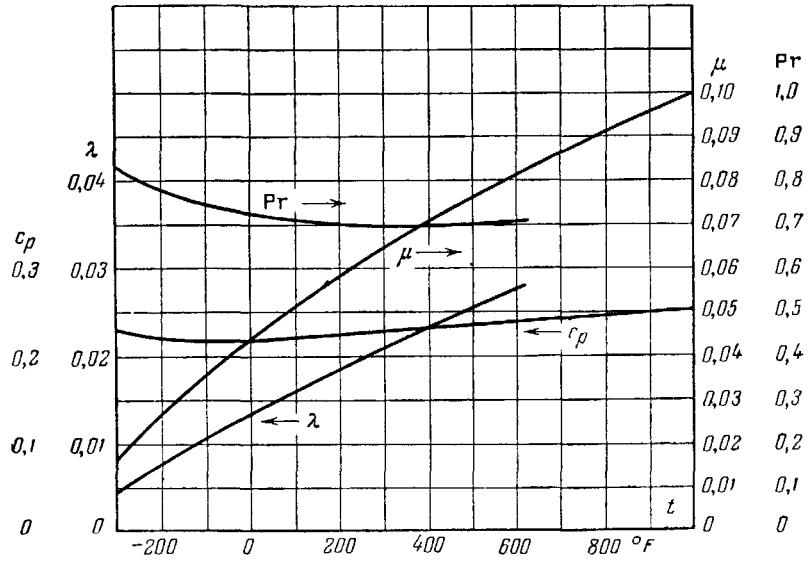


Рис. I-3. Физические свойства газообразного кислорода при давлении 1 *ат*.

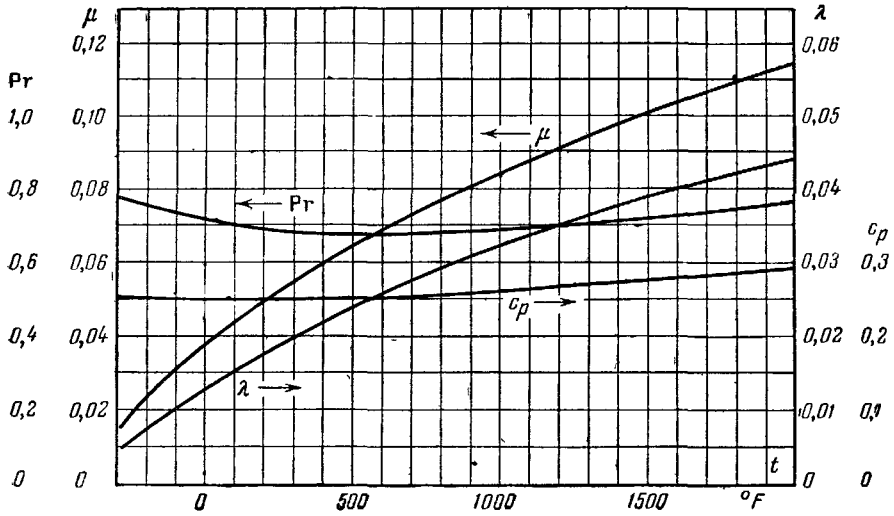


Рис. I-4. Физические свойства газообразного азота при давлении 1 *ат*.

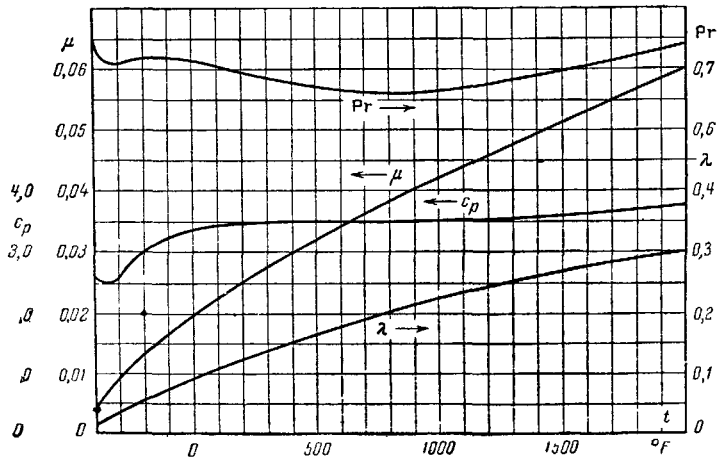


Рис. 1-5. Физические свойства газообразного водорода при давлении 1 *ат*.

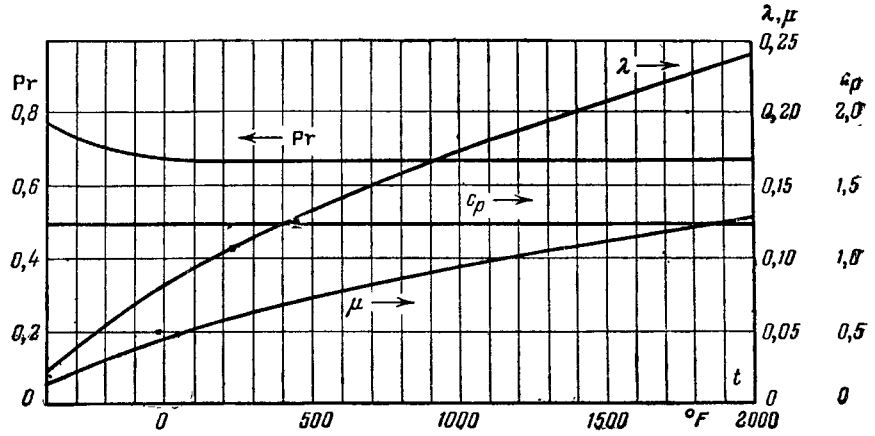


Рис. I-6. Физические свойства газообразного гелия при давлении 1 *ат*.

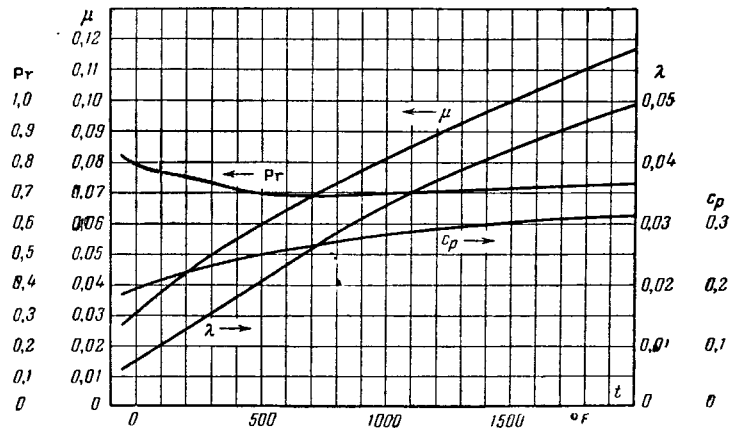


Рис. I-7. Физические свойства газообразной углекислоты при давлении 1 *ат*.

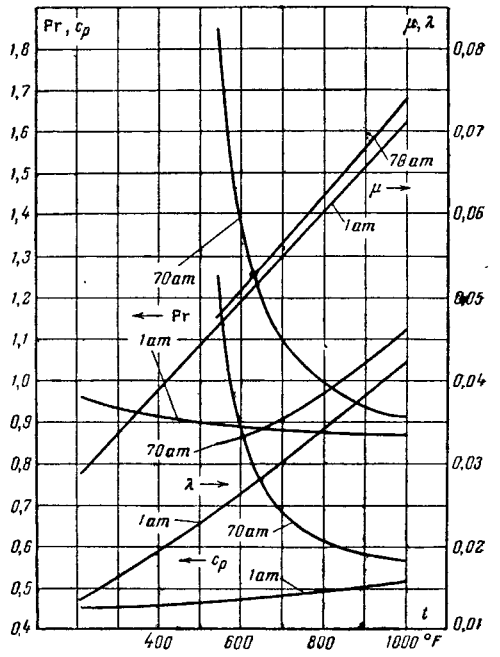


Рис. I-8. Физические свойства водяного пара при давлении 1 и 70 *ат*.

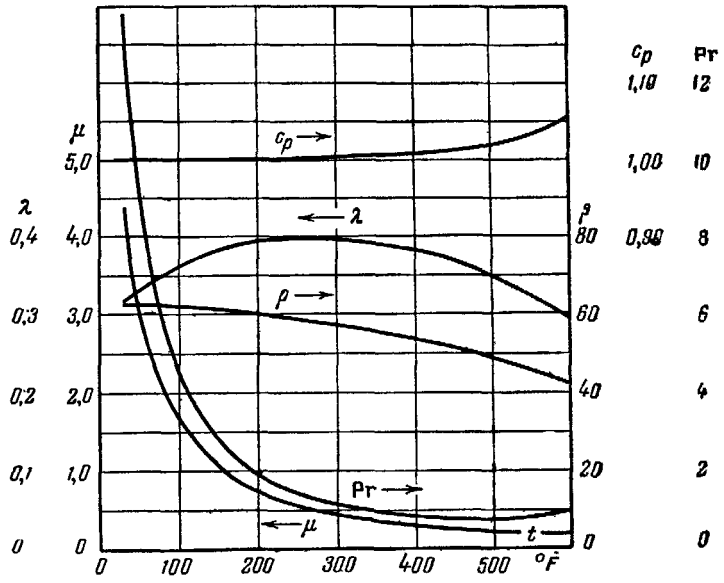


Рис. I-9. Физические свойства воды на линии насыщения.

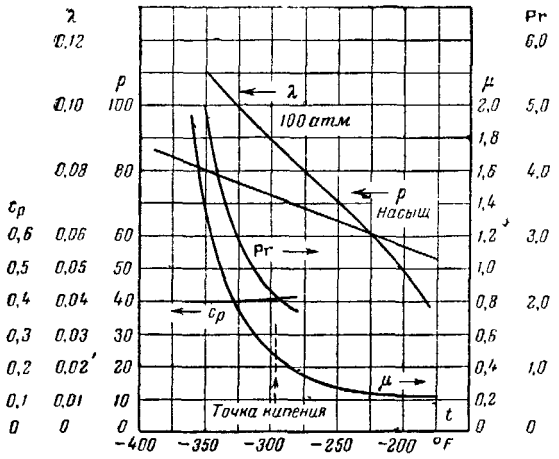


Рис. I-10. Физические свойства жидкого кислорода.

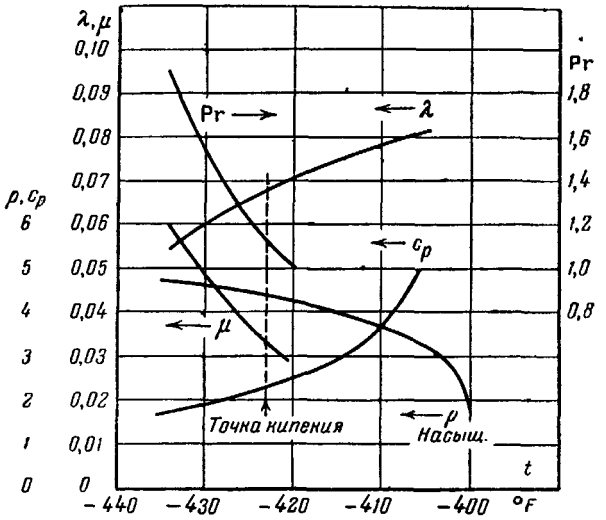


Рис. I-11. Физические свойства жидкого водорода.

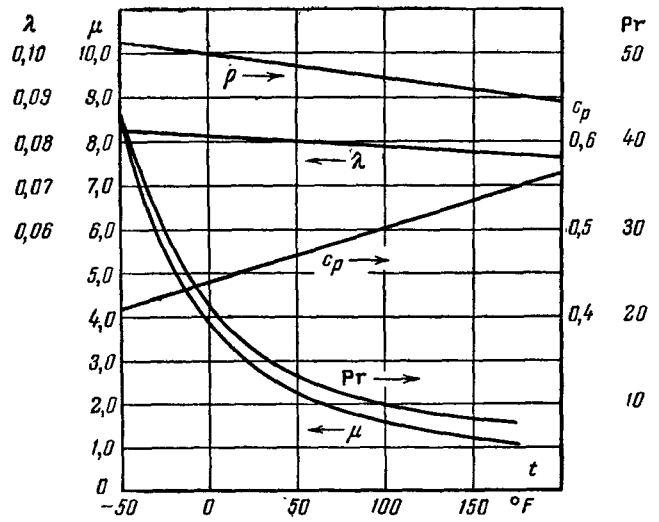


Рис. I-12. Физические свойства ракетного топлива JP-4.

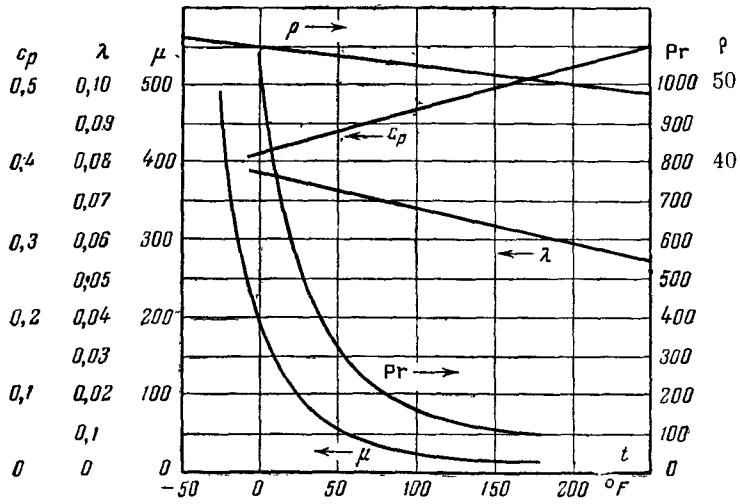


Рис. I-13. Физические свойства жидкости, используемой в системах гидравлического управления.

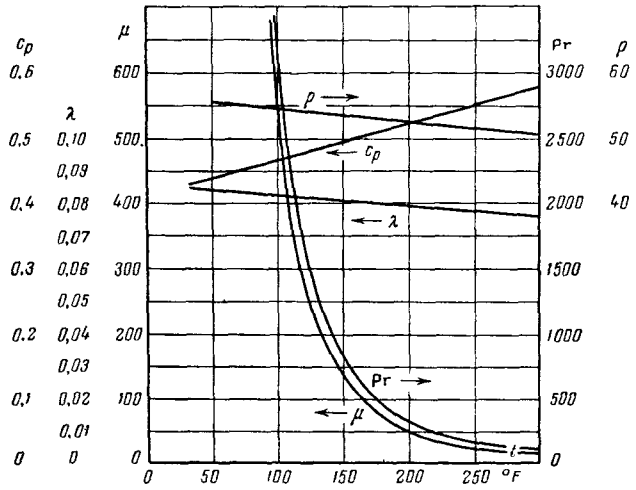


Рис. I-14. Физические свойства типичной смазки авиационных двигателей.

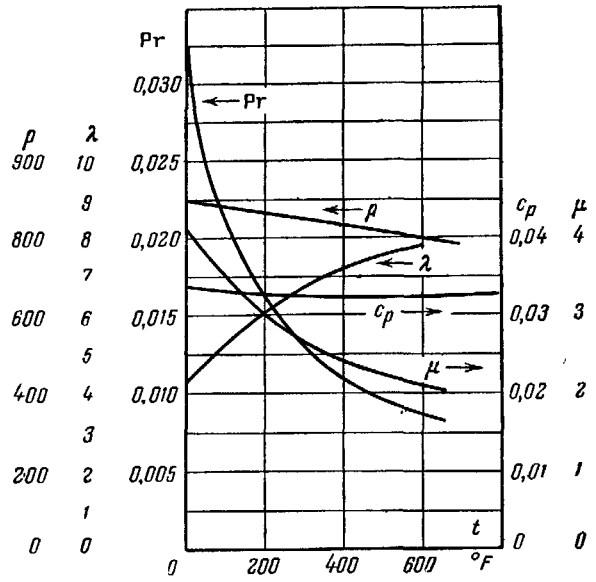


Рис. I-15. Физические свойства жидкой ртути.

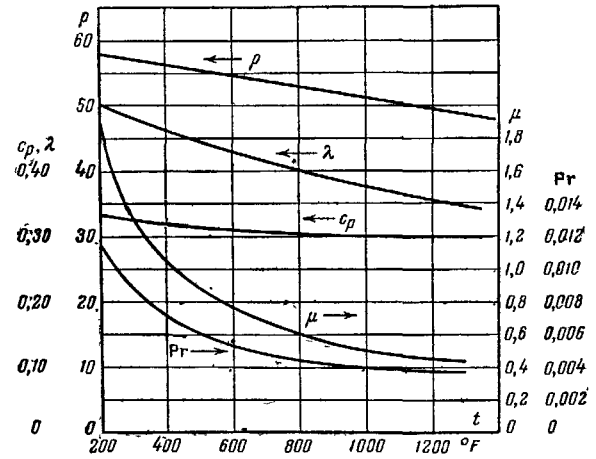


Рис. I-16. Физические свойства жидкого натрия.

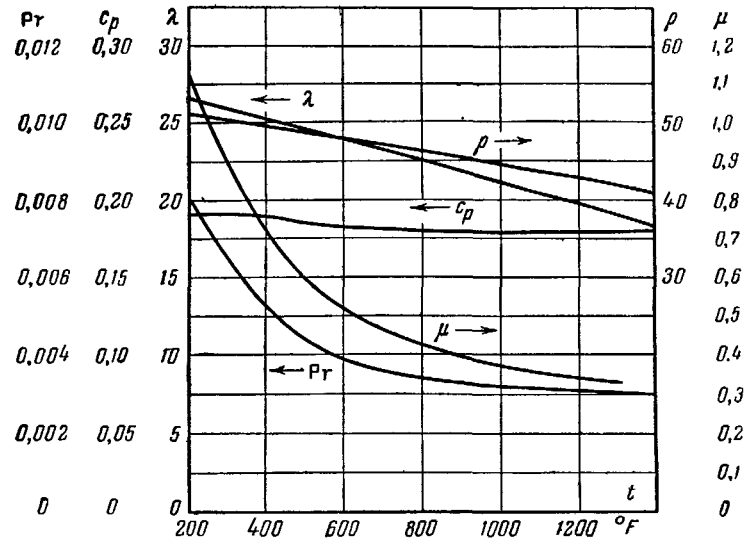


Рис. I-17. Физические свойства жидкого калия.

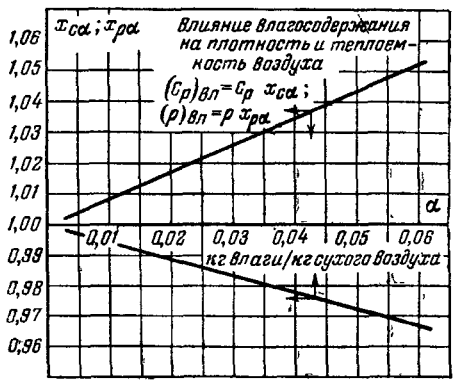


Рис. I-18. Поправочные коэффициенты, учитывающие влажность прн определении плотности н удельной теплоемкости.

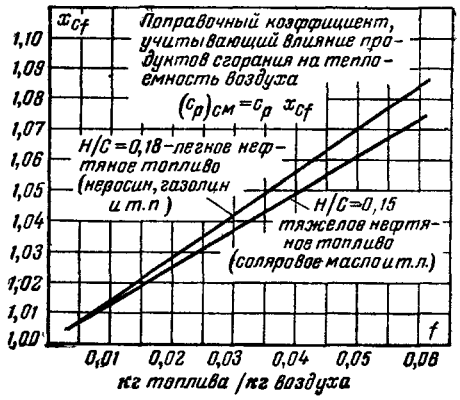


Рис. I-19. Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние продуктов сгорания газа при определении удельной теплоемкости.

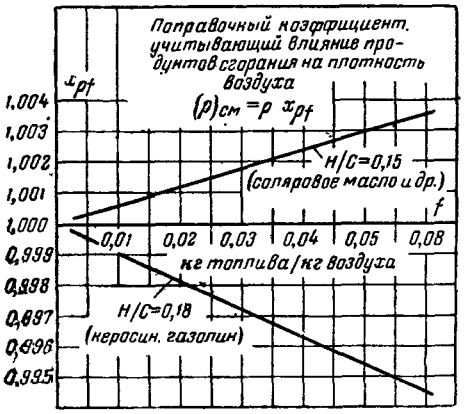


Рис. I-20. Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние продуктов сгорания при определении плотности газа.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКА

Это приложение дано с целью проиллюстрировать использование данных о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении, приведеиных в гл. 6, 7 и 10, совместно с теоретическими положениями, сформулированными в гл. 2. В качестве примеров рассмотрен расчет промежуточиого холодильника газотурбинной установки и регенераторон трех различных типов для газотурбииной установки.

Теплообмеиники газотурбииной установки выбраны для иллюстрации расчета в связи с тем, что оии предетавляют собой типичные примеры теплообмениików типа «газ—газ» и «газ—жидкость», в которых компактиость конструкцин играет существенную роль и в которых можно добиться оптимальиых режимов работы только в том случае, если будет предприият тщательный анализ рабочих характеристик теплообменника.

Читатель должен ясно представлять себе, что примеры, рассмотренные здесь, являются только частью полного расчета теплообмениików, описаиного в гл. 2. Такое упрощеиие необходимо для того, чтобы можио было показать иижеиеру, который не очеиь хорошо знаком с методикой расчета теплообмениików, принципы использования иформации, содержащейся в иастоящей работе. Опытный расчетчик сразу заметит упрощенный характер расчетных примеров, в которых не рассматривается ряд важных моментов:

1) термодииамические соображения о рациоиальном выборе потери напора в теплообменнике;

2) оптимальное соотношение термических сопротнвлений н затрат мощности на преодоление аэродинамического сопротивления на обеих сторонах поверхности;

3) оптимальная конструкция развитой поверхности, теплопроводность применяемого материала и его толщина;

4) степеиь совершеиства термического

контакта между развитой и основной поверхностями;

5) влияиие загрязнений поверхиости;

6) влияиие неравиомерности распредсления потоков теплоносителей на характеристику теплообменника;

7) технологические возможности оборудования, применяемого при изготовлении теплообменников, которые определяют предельные размеры отдельных элементов;

8) температурные напряжеиия и некоторые конструктивные проблемы.

Некоторые или даже все эти факторы могут оказывать влияние на выбор типа поверхности, используемой в теплообменнике. Перечислеиные факторы исключены из рассмотрения благодаря произвольному выбору геометрии теплообменных поверхностей в приведениых расчетных примерах.

Примеры решений для промежуточного холодильника и регенератора с непосредственной теплопередачей даны в полной форме, для регенератора с промежуточным теплоносителем — в сокращенном виде, иллюстрирующем только применение соотношений между ε и NTU, и для вращающегося регенератора с сетчатой насадкой—в полной форме.

Пример 1. Промежуточный холодильник с непосредственной теплопередачей

На рис. II-1 предстален эскиз промежуточного холодильника газотурбинной установки мощностью 5 000 *л. с.* Условия работы и поверхность теплообмена характеризуются следующими данными:

Условия работы, сторона воздуха:

Расход влажного воздуха . . 90 720 *кг/ч*
Влагосодержание воздуха . 0,015 *кг* H_2O/*кг*
Температура воздуха на входе . . . . . 400° К (260 °F)
Давление воздуха на входе (абсолютное) . . . . . 2,785 *ат*

Условия работы, сторона воды:

Расход воды . . . . . 181 300 *кг/ч*
Температура воды на входе 288,6° К (60 °F)

Поверхность промежуточного холодильника — типа ПлСР-5 (плоские трубы, сплошные ребра, см. рис. 10-89).

Задача сводится к определеиию: 1) эффективности промежуточного холодильника и 2) потери напора как для воды, так и для воздуха. Расчет выполняется в предположении, что поверхности чистые.

Для решения задачи необходимо определить в указанном порядке следующие величины:

1) геометрическую характеристику поверхности из табл. 9-4,в;

2) физические свойства теплоносителей на основании графиков рис. I-2 и I-9;

3) критерий Рейнольдса;

4) $StPr^{2/3}$ и f из основной характеристики поверхности;

5) коэффициенты теплоотдачи;

6) эффектнвность оребрения;

7) эффективность всей поверхности;

8) общий коэффициент теплопередачи;

9) NTU и эффективность теплообменника;

10) температуру на выходе теплоносителей;

11) потерю напора.

Каждая из указанных операций подробно рассматрнвается ниже.

Характеристика поверхности из табл. 9-4,в

Сторона воздуха:

Гидравлический радиус канала $r_г = 0{,}877$ *мм.*

Отношение поверхиости теплообмена к полному объему $\psi = 885{,}8$ *м*^{2}/*м*^{3}.

Отношение поверхиости ребер к полной поверхиости 0,845.

Отношение свободного сечения к полному (фронтальному) сечению $\sigma = 0{,}780$.

Толщина металлического ребра $\delta = 0{,}1016$ *мм.*

Материал ребра — алюминий с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 148{,}8$ *ккал/м* × × *ч* · *град.*

Длина ребра, равная половине расстояния между трубами $l = 7{,}00$ *мм.*

Сторона воды:

В сечении трубы имеют форму вытянутого прямоугольника со скругленными концами.

Внешние размеры сечения трубы — 18,7×2,5 *мм.*

Внутренние размеры сечения трубы — 18,2×2,03 *мм.*

Поверхность ребра, приходящаяся на одну трубу (фроитальное сечеине, см. рис. 10-89), $f_{фр1} = 0{,}0201 \cdot 0{,}014 \approx 0{,}00028$ *м*^{2}.

Свободное сечение одной трубы:

$$f_{с1} = 0{,}00003619 \text{ м}^2.$$

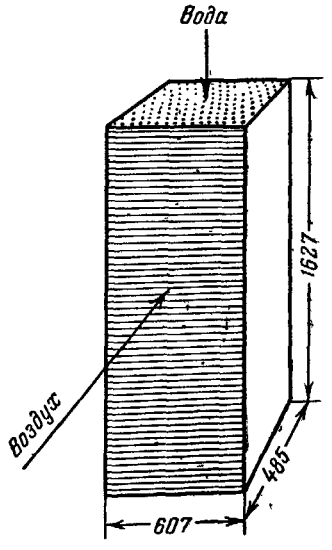


Рис. II-1. Промежуточный холодильник с непосредствеиной теплопередачей газотурбиниой установкн мощностью 5 000 *л. с.*

Внутренний периметр трубы 38,7 *мм*. Отношение свободного сечения к фронтальному сечению

$$\sigma=0{,}129.$$

Отношение поверхности теплоотдачи на стороне воды к полному объему

$$\psi=138{,}2\ м^2/м^3.$$

Гидравлический радиус канала для прохода воды

$$r_г=0{,}932\ мм.$$

Размеры теплообменника (из рис. II-1):

Площадь фронтального сечения на стороне воздуха

$$f_{фр.возд}=0{,}991\ м^2.$$

Площадь фронтального сечения на стороне воды

$$f_{фр.в}=0{,}2947\ м^2.$$

Общий объем теплообменника

$$V=0{,}479\ м^3.$$

Свойства теплоносителя

В первом приближении примем температуру воздуха на выходе $T_{возд2}=297°$ К и температуру воды на выходе $T_{в2}=299{,}8°$ К. Обоснованность этих предположений впоследствии должна быть проверена.

Для определения вязкости, теплоемкости и критерия Прандтля необходимо установить среднюю температуру воздуха (гл. 4). Схема изменения температур, построенная для противотока (хотя в действительности теплообменник перекрестноточный), позволяет установить средние температуры воздуха и воды (рис. II-2):

$$T_{ср.возд}=294{,}2+\frac{100{,}2-8{,}4}{\ln\frac{100{,}2}{8{,}4}}=331{,}4°К$$

$$T_{ср.в}=294{,}2°\,К\,(70°\,F).$$

Из графика на рис. I-2 или (для большей точности из соответствующих таблиц) для сухого воздуха

$$\mu=0{,}0718\ кг/м\cdot ч=3{,}021\cdot10^{-6}\ кГ\cdot сек/м^2;$$

$$Pr=0{,}700;\ Pr^{2/3}=0{,}790;$$

$$c_p=0{,}2406\ ккал/кг\cdot град.$$

Поправочный коэффициент к теплоемкости c_p при влагосодержании воздуха $\alpha=0{,}015$ *кг/кг* по рис. I-18

$$X_c=1{,}0126;$$

$$c_p=1{,}0126\cdot0{,}2406=0{,}244\ ккал/кг\cdot град.$$

Предположив (с последующей проверкой), что потеря напора составляет 1%, найдем давленне воздуха на выходе равным 2,76 *ат*. Удельный объем воздуха на входе и выходе может быть определен по уравнению состояния идеального газа с учетом влажности воздуха. По графику на рис. I-18 поправочный коэффицент для удельного веса с учетом влагосодержанин равен 0,9915.

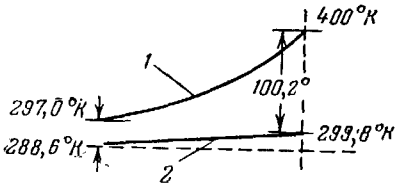


Рис. II-2. Характер изменения температуры в теплообмеинике.
1 — воздух; *2* — охлаждающая вода.

Следует заметить, что обратная величина этого поправочного коэффициента прнменима для определения удельного объема:

$$v_1\frac{1}{\rho_1}=\frac{RT_{возд}}{X_\gamma MP_{возд}}=$$

$$=\frac{1\cdot848\cdot400}{0{,}9915\cdot28{,}95\cdot2{,}785\cdot10^4}=0{,}423\ м^3/кг,$$

$$v_2=\frac{1}{\gamma_2}=\frac{RT_{возд2}}{X_\gamma MP_{возд2}}=$$

$$=\frac{1\cdot848\cdot297}{0{,}9915\cdot28{,}95\cdot2{,}76\cdot10^4}=0{,}323\ м^3/кг.$$

В рассматриваемом случае изменение удельного объема по длнне теплообменника не происходит по линейному закону и поэтому оценка среднего значения удельного объема $v_{ср}$ по уравнению (2-27а) как среднеарифметического значений v_1 и v_2 не даст хорошего приближения. Лучшее соответствие можно получнть при нспользовании среднелогарнфмического значения абсолютной температуры, определяемого по уравнению (2-29) и найденного равным 331,4° К.

По уравнению (2-27б)

$$\frac{v_{ср}}{v_1}=\frac{P_1T_{ср.возд}}{P_{ср}T_{возд}}=\frac{2{,}785\cdot331{,}4}{2{,}77\cdot400}=0{,}833,$$

что на 6% ниже, чем прн использовании среднего арифметического значений v_1 и v_2.

Физические свойства воды определены на осиовании данных рис. I-9:

$\lambda=0{,}516\ ккал/м\cdot ч\cdot град$;

$\mu=3{,}51\ кг/ч\cdot м$;

$c_p=1{,}00\ ккал/кг\cdot град$;

$Pr=6{,}8$;

$v=0{,}001\ м^2/кг$ ($\gamma=1\,000\ кг/м^3$).

Критерий Рейнольдса для воздуха:

$$G=\frac{w_{возд}}{f_c}=\frac{w_{возд}}{f_{ср}\sigma}=\frac{90\,720}{0{,}991\cdot0{,}78}=$$

$$=117\,100\ кг/ч\cdot м^2;$$

$$Re_{возд}\frac{4r_гG}{\mu}=\frac{4\cdot0{,}877\cdot10^{-3}\cdot117\,100}{0{,}0718}=5\,760;$$

для воды

$$G=\frac{181\,300}{0{,}2947\cdot0{,}129}=$$

$$=4\,775\,000\ кг/ч\cdot м^2\ (\approx1{,}34\ м/сек);$$

$$Re_в=\frac{4\cdot0{,}932\cdot10^{-3}\cdot4\,775\,000}{3{,}51}=5\,080.$$

Критерий Стантона и коэффициент сопротивления

Сторона воздуха: По графику на рис. 10-89 для поверхности ПлСР при $Re_{возд}=5\,760$

$$St Pr^{2/3}=0{,}0054;$$

$$f=0{,}021;$$

$$St=\frac{0{,}0054}{0{,}788}=0{,}00685.$$

Сторона воды: По графику на рис. 6-7 для турбулентного потока в круглых трубах и при значениях $Re_в=5\,080$ и $Pr=6{,}8$

$$Nu\approx 55.$$

Так как $\mu_{ст}/\mu_{ср}=1$, то поправки на изменение вязкости с изменением температуры не требуется. По графику на рис. 6-6 находим $f=0{,}0094$.

Заметим, что использование для определения характеристик плоских труб графиков для круглых труб не является вполне строгим. При определении коэффициента сопротивления и коэффициента теплоотдачи на стороне воды не требуется высокая точность.

Коэффициенты теплоотдачи

Сторона воздуха:

$$\alpha_1=StGc_p=0{,}00685\cdot 117\,100\cdot 0{,}244=$$
$$=196{,}1\ ккал/м^3\cdot ч\cdot град.$$

Сторона воды:

$$\alpha_2=\frac{Mu\lambda}{4r_г},$$

$$\alpha_2=\frac{55\cdot 0{,}516}{4\cdot 0{,}932\cdot 10^{-3}}=7\,620\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град.$$

Эффективность ребра (на стороне воздуха)

Из рис. 2-11 для значения параметра ребра

$$m=\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}=\sqrt{\frac{2\cdot 196{,}1}{148{,}8\cdot 0{,}1016\cdot 10^{-3}}}=$$
$$=161{,}2\ 1/м;$$

$ml=161{,}2\cdot 7{,}00\cdot 10^{-3}=1{,}13$, находим $\eta_р=0{,}76$.

Общая эффективность развитой поверхности (на стороне воздуха).

По уравнению (2-3)

$$\eta_0=1-\frac{F_р}{F}(1-\eta_р)=$$
$$=1-0{,}845\,(1-0{,}79)=0{,}823.$$

Общий коэффициент теплопередачи k (отнесенный к теплопередающей поверхности на стороне воздуха)

По уравнению (2-2), пренебрегая очень небольшим сопротивлением стенки трубы,

$$\frac{1}{k}=\frac{1}{\eta_0\alpha_1}+\underbrace{\frac{1}{\frac{\psi_в}{\psi_{возд}}\alpha_2}}_{88\%}=\underbrace{\frac{1}{0{,}823\cdot 191{,}6}}_{12\%}+$$
$$+\frac{1}{\frac{138{,}2}{885{,}8}\cdot 7\,620}=0{,}00703;$$

$$k=143\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град.$$

Найденное значение соответствует чистой поверхности; при наличии загрязнений коэффициент теплопередачи несколько уменьшается. В целях упрощения задачи и вследствие отсутствия надежных данных о степени влияния загрязнений это обстоятельство не учитывается.

***NTU* и эффективность теплообменника**

Водяной эквивалент для воздушного потока

$$W_{возд}=w_{возд}c_р=90\,720\cdot 0{,}244=$$
$$=22\,150\ ккал/ч\cdot град.$$

Водяной эквивалент для потока воды

$$W_в=181\,300\ ккал/ч\cdot град.$$

По уравнению (2-7) число единиц переноса тепла

$$NTU_{макс}=\frac{kF}{W_{мин}}=\frac{143\cdot 885{,}8\cdot 0{,}479}{22\,150}=2{,}73.$$

На рис. 2-14 для перекрестноточного теплообменника, в котором ни один из потоков не перемешивается, при $W_{мин}/W_{макс}=0{,}122$ эффективность промежуточного холодильника равна $\varepsilon=90\%$.

Температура на выходе

По уравнению (2-6)

$$\varepsilon=\frac{W_{возд}(T_{возд1}-T_{возд2})}{W_{мин}(T_{возд1}-T_{в1})};$$

$$0{,}90=\frac{400-T_{возд2}}{400-288{,}6},$$

откуда $T_{возд2}=299{,}7°$ К.

Затем, рассматривая уравнение теплового баланса, можно найти температуру воды на выходе:

$$T_{в2}-T_{в1}=\frac{W_{возд}}{W_в}(T_{возд1}-T_{возд2})=12{,}2,$$

откуда $T_{в2}=300{,}8°$ К.

При определении физических свойств воздуха температура его на выходе принималась равной 297° К. Разница столь невелика, что она не отразится на физических свойствах воздуха, и поэтому нет необходимости повторять вычисления.

Потеря напора

Используем уравнение (2-26), пренебрегая потерями напора на входе и выходе, которые для этого типа поверхности и формы

теплообменника весьма малы. В этом случае уравнение приводится к виду

$$\frac{\Delta P}{P_1}=\frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1}\left[(1+\sigma)^2\left(\frac{v_2}{v_1}-1\right)+\right.$$
$$\left.+f\frac{F}{F_c}\frac{v_{cp}}{v_1}\right].$$

Сторона воздуха:

$$\frac{F}{f_c}=\frac{L}{r_г}=\frac{483}{0{,}877}=550;$$
$$(1+\sigma)^2=1{,}61;$$
$$\frac{\Delta P}{P_1}=\left(\frac{117\,100}{3\,600}\right)^2\frac{1}{2\cdot 9{,}8}\cdot\frac{0{,}423}{2{,}785\cdot 10^4}\times$$
$$\times\left\{1{,}61\left(\frac{0{,}328}{0{,}423}-1\right)+0{,}021\cdot 550\cdot 0{,}833\right\}=$$
$$=0{,}0076,\text{ или }0{,}76\%.$$

Сторона воды:

$$\frac{F}{F_c}=\frac{L}{r_г}=\frac{1\,625}{0{,}932}=1\,740.$$

Так как $v=\text{const}$, то

$$\Delta P=\frac{G^2}{2g}vf\frac{L}{r_г}=\left(\frac{4\,775\cdot 10^3}{3\,600}\right)^2\frac{1}{2\cdot 9{,}8}\times$$
$$\times 0{,}01603\cdot 1\,740=1\,450\ кГ/м^2=$$
$$=0{,}1450\ кГ/см^2.$$

Выполненный расчетный пример иллюстрирует использование данных, содержащихся в настоящей книге, при расчете промежуточного холодильника. Полный расчет, включающий выбор оптимальной поверхности, скорости движения охлаждающей жидкости, размеров теплообменника, эффективности и потери напора, здесь не приводится, поскольку все эти вопросы не входят в задачу настоящей работы.

Пример 2. Регенератор с непосредственной теплопередачей

На рис. II-3 указаны основные размеры регенератора газотурбинной установки мощностью 5 000 *л. с.*, работающей по разомкнутому циклу. Условия работы и поверхности теплообмена характеризуются следующими данными:

Условия работы:

Расход влажного воздуха . . 87 600 *кг/ч*
Влагосодержание воздуха . 0,015 *кг* H_2O/*кг* сухого воздуха
Отношение топливо—воздух 0,015 *кг/кг*
Топливо: топливное масло H/C= 0,15 *кг/кг*

Сторона воздуха:

Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-1

Давление на входе (абсолютное) . . . . . 9,28 *ат*
Температура на входе . . . 448° К

Сторона газа:

Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-5

Давление на входе . . . . 1,05 *ат*
Температура на входе . . . 702° К

В этом примере определяются при заданных рабочих условиях и характеристиках поверхностей: 1) эффективиость регенератора; 2) потеря напора как на стороне воздуха, так и на стороне газа.

В процессе решения должны быть определены:

1) характеристики поверхности из табл. 9-3,б;

2) поверхности теплоотдачи и свободные сечения;

3) физические свойства теплоносителей по рис. I-2;

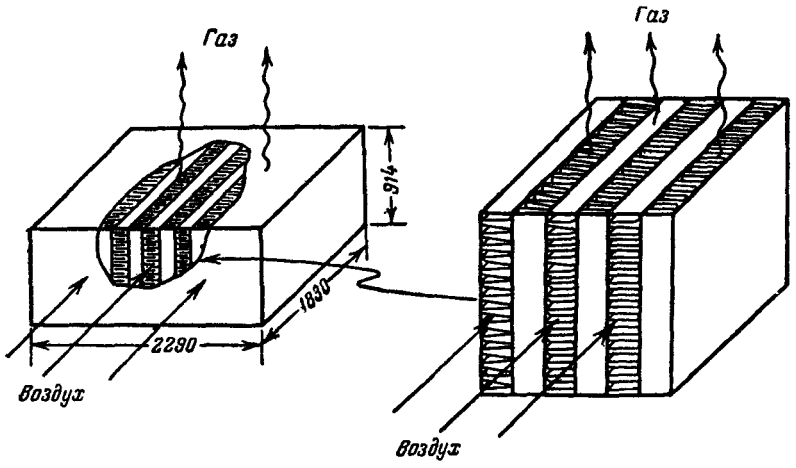


Рис. II-3. Регенератор с непосредственной теплопередачей для газотурбинной установки мощностью 5 000 *л. с.*, работающий по открытому циклу. Сторона воздуха — поверхность ЖР-1; сторона газа — поверхность ГлР-5.

4) значения критерия Рейнольдса;
5) значения $StPr^{2/3}$ и коэффициента сопротивления f — по основным характеристикам поверхности;
6) коэффициенты теплоотдачи;
7) эффективность ребра;
8) эффективность поверхности;
9) общий коэффициент теплопередачи;
10) NTU и эффективность теплообменника;
11) потери напора.

Ниже подробно рассматривается определение перечисленных величин.

Характеристики поверхности

из табл. 9-3,а и б

	Сторона воздуха	Сторона газа
Тип поверхности . . .	ЖР-1	ГлР-8
Расстояние между пластинами b, *мм* . .	6,35	6,35
Гидравлический радиус $r_г$, *мм*	1,11	0,77
Толщина ребра δ, *мм*	0,152	0,152
Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами, $м^2/м^3$ . . .	840	1 204
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности . .	0,640	0,756

Размеры теплообменника в соответствии с рис. II-3:

$$f_{фр.возд}=2{,}09\ м^2;\ f_{фр.газ}=4{,}18\ м^2;$$

$$V=2{,}29\cdot 1{,}83\cdot 0{,}914=3{,}823\ м^3.$$

Зададимся толщиной разграничивающих пластин $a=0{,}305$ *мм*.

Предположим, что материалом пластин является жаростойкая сталь, обладающая коэффициентом теплопроводности

$$\lambda=17{,}85\ ккал/м\cdot ч\cdot град,$$

как это явствует из рис. I-1.

Поверхности теплоотдачи и свободные сечения

По уравнению (2-31)

$$\psi_1=\frac{F_1}{V}=\frac{b_1\beta_1}{b_1+b_2+2a}.$$

Сторона воздуха:

$$\psi_{возд}=\frac{6{,}35\cdot 840}{6{,}35+6{,}35+2\cdot 0{,}305}=400\ м^2/м^3.$$

Сторона газа:

$$\psi_{газ}=\frac{6{,}35\cdot 1\,204}{6{,}35+6{,}35+2\cdot 0{,}305}=575\ м^2/м^3.$$

Полная поверхность теплоотдачи на стороне каждого из теплоносителей определяется выражением

$$F=\psi V.$$

Соответственно

$$F_{возд}=400\cdot 3{,}82=1\,528\ м^2;$$

$$F_{газ}=575\cdot 3{,}82=2\,195\ м^2.$$

Отношение площади свободного сечения к площади полного поперечного (фронтального) сечения находим из соотношения

$$\sigma=\frac{f_c}{f_{фр}}=\psi r_г;$$

$$\sigma_{возд}=400\cdot 1{,}11\cdot 10^{-3}=0{,}445;$$

$$\sigma_{газ}=575\cdot 0{,}77\cdot 10^{-3}=0{,}443.$$

Свободное сечение

$$f_c=\sigma f_{фр};$$

$$f_{с.возд}=0{,}445\cdot 2{,}09=0{,}93\ м^2;$$

$$f_{с.газ}=0{,}443\cdot 4{,}18=1{,}851\ м^2.$$

Физические свойства теплоносителей

В первом приближении примем эффективность регенератора равной 75%. При оценке свойств теплоносителей это приближение не требует большой точности, поскольку оно используется только для оценки средней температуры, необходимой для определения свойств теплоносителей.

В соответствии с определением эффективности [уравнение (2-6)] для случая $W_x \leqslant W_г$ и $\varepsilon=75\%$ находим:

$$T_{возд2}\approx 639^\circ\ К;$$

$$T_{газ2}\approx 511^\circ\ К.$$

Тогда средняя температура теплоносителей:

$$T_{возд.ср}=\frac{448+639}{2}=543{,}5^\circ\ К;$$

$$T_{газ.ср}=\frac{702+511}{2}=606{,}5^\circ\ К.$$

В данном случае можно пользоваться среднеарифметическими значениями температуры, так как она изменяется по длине теплообменника приблизительно линейно. На основании рис. I-2 или таблиц находим при указанных температурах для воздуха:

	Сторона воздуха	Сторона газа
μ, *кг/ч·м*	0,01026	0,01086
Pr	0,67	0,67
$Pr^{2/3}$	0,766	0,766
c_p, *ккал/кг·град* для сухого воздуха	0,248	0,251

Значение теплоемкости на стороне воздуха должно быть скорректировано с учетом влагосодержания воздуха, а на стороне газа — с учетом влагосодержания и излияния продуктов сгорания. По графикам на рис. I-18 и I-19 для влагосодержания $\alpha=0{,}015$ *кг/кг* и соотношения количеств топлива и воздуха $f=0{,}015$ *кг/кг*

$$X_{c\alpha}=1{,}013;\quad X_{cf}=1{,}019.$$

Тогда

$$c_{p\ \text{возд}} = X_{c\alpha} c_p = 0{,}251\ \textit{ккал/кг·град};$$

$$c_{p\ \text{газ}} = X_{c\alpha} X_{cf} c_p = 0{,}259\ \textit{ккал/кг·град}.$$

Зададимся предположительно 2% потери напора как на стороне воздуха, так и на стороне газа. Тогда абсолютное давление воздуха на выходе составит 9,1 *ат*, а давление газа на выходе будет равно 1,03 *ат*. Удельный объем воздуха и газа на входе и выходе можно вычислить по уравнению состояния идеального газа, вводя поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности и продуктов сгорания топлива.

По графикам на рис. I-18 и I-20

$$X_{d\alpha} = 0{,}992; \quad X_{df} = 1{,}001.$$

Следует заметить, что эти поправочные коэффициенты применяют при расчете плотности ρ (или удельного веса γ), а обратные им значения — при расчете удельного объема *v*.

Удельный объем вычисляют следующим образом.

Сторона воздуха:

$$v_{\text{возд}_1} = \frac{1}{\gamma_{\text{возд}}} = \frac{RT_{\text{возд}_1}}{X_{\rho\alpha} P_{\text{возд}_1}};$$

$$v_{\text{возд}_1} = \frac{848 \cdot 448}{28{,}95 \cdot 0{,}992 \cdot 9{,}28 \cdot 10^4} = 0{,}143\ \textit{м}^3/\textit{кг};$$

$$v_{\text{возд}_2} = \frac{848 \cdot 639}{26{,}95 \cdot 0{,}992 \cdot 9{,}1 \cdot 10^4} = 0{,}208\ \textit{м}^3/\textit{кг}.$$

Среднее значение удельного объема может быть найдено как среднее арифметическое:

$$v_{\text{возд.ср}} = \frac{v_{\text{возд}_1} + v_{\text{возд}_2}}{2} = \frac{0{,}143 + 0{,}208}{2} = 0{,}175\ \textit{м}^3/\textit{кг}.$$

Сторона газа:

$$v_{\text{газ}_1} = \frac{1}{\gamma_{\text{газ}_1}} = \frac{848 \cdot 702}{28{,}95 \cdot 0{,}992 \cdot 1{,}001 \cdot 1{,}05 \cdot 10^4} = 1{,}976\ \textit{м}^3/\textit{кг};$$

$$v_{\text{газ}_2} = \frac{1}{\gamma_{\text{газ}_2}} = \frac{848 \cdot 511}{28{,}95 \cdot 0{,}992 \cdot 1{,}001 \cdot 1{,}027 \cdot 10^4} = 1{,}470\ \textit{м}^3/\textit{кг};$$

$$v_{\text{газ.ср}} = \frac{v_{\text{газ}_1} + v_{\text{газ}_2}}{2} = \frac{1{,}976 + 1{,}470}{2} = 1{,}723\ \textit{м}^3/\textit{кг}.$$

Значения критерия Рейнольдса

Сторона воздуха:

$$G = \frac{w_{\text{возд}}}{f_c} = \frac{87\,600}{0{,}93} = 94\,000\ \textit{кг/ч·м}^2;$$

$$\mathrm{Re} = \frac{4 r_r G}{\mu} = \frac{4 \cdot 1{,}11 \cdot 10^{-3} \cdot 94 \cdot 10^3}{0{,}01026} = 4\,090.$$

Сторона газа:

$$w_{\text{газ}} = (1 + f)\, w_{\text{возд}} = 1{,}015 \cdot 87\,600 = 89\,000\ \textit{кг/ч};$$

$$G = \frac{89\,000}{1{,}851} = 48\,000\ \textit{кг/ч·м}^2;$$

$$\mathrm{Re} = \frac{4 r_r G}{\mu} = \frac{4 \cdot 0{,}77 \cdot 10^{-3} \cdot 48\,000}{0{,}01086} = 1\,370.$$

Критерий Стаитона и коэффициент сопротивления

Сторона воздуха (см. рис. 10-38);

$$\mathrm{St}\ \mathrm{Pr}^{2/3} = 0{,}0073; \quad f = 0{,}0375;$$

$$\mathrm{St} = 0{,}00954.$$

Сторона газа (см. рис. 10-26):

$$\mathrm{St}\ \mathrm{Pr}^{2/3} = 0{,}0045; \quad f = 0{,}0155;$$

$$\mathrm{St} = 0{,}00588.$$

Коэффициенты теплоотдачи

Сторона воздуха:

$$\alpha_1 = \mathrm{St}\, G c_p = 0{,}00954 \cdot 94\,000 \cdot 0{,}251 = 225{,}5\ \textit{ккал/м}^2\textit{·ч·град}.$$

Сторона газа:

$$\alpha_2 = 0{,}00588 \cdot 48\,000 \cdot 0{,}259 = 73{,}25\ \textit{ккал/м}^2\textit{·ч·град}.$$

Эффективность оребрения (рис. 2-11)

Сторона воздуха:

$$m = \sqrt{2 \cdot 225{,}5 \cdot \frac{1}{0{,}152 \cdot 10^{-3} \cdot 17{,}85}} = 407\ 1/\textit{м};$$

$$l \approx \frac{b}{2} = \frac{6{,}35}{2} = 3{,}17\ \textit{мм};$$

$$ml = 407 \cdot 3{,}17 \cdot 10^{-3} = 1{,}29$$

и, следовательно, $\eta_p = 0{,}665$.

Сторона газа:

$$m = \sqrt{2 \cdot 73{,}25 \cdot \frac{1}{0{,}152 \cdot 10^{-3} \cdot 17{,}85}} = 231{,}5\ 1/\textit{м};$$

$$ml = 0{,}733 \text{ и } \eta_p = 0{,}850.$$

Эффективность поверхности

По уравнению (2-3)

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F}(1 - \eta_p).$$

Сторона воздуха:

$$\eta_{0\text{возд}} = 1 - 0{,}640\,(1 - 0{,}665) = 0{,}786.$$

Сторона газа:

$$\eta_{0\text{газ}} = 1 - 0{,}756\,(1 - 0{,}850) = 0{,}887.$$

Общий коэффициент теплопередачи k определяют по уравнению (2-2), пренебрегая очень малым термическим сопротивлением стенки. Коэффициент теплопередачи условно отнесен к поверхности на стороне воздуха:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\eta_{0\text{возд}}\alpha_1} + \frac{1}{\frac{F_{\text{газ}}}{F_{\text{возд}}}\eta_{0\text{газ}}\alpha_2} =$$

$$= \underbrace{\frac{1}{0{,}786 \cdot 225{,}5}}_{34{,}5\%} + \underbrace{\frac{1}{\frac{2\,195}{1\,528} \cdot 0{,}887 \cdot 73{,}25}}_{65{,}5\%} =$$

$$= 0{,}01636;$$

$$k = 61{,}1 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}.$$

NTU и эффективвость теплообмениика

Водяной эквивалент для потока воздуха

$$W = w_{\text{возд}} c_p = 87\,600 \cdot 0{,}251 =$$

$$= 22\,000 \ \textit{ккал/ч} \cdot \textit{град}.$$

Водяной эквивалент для потока газа $W_{\text{газ}} = 89\,000 \cdot 0{,}259 = 23\,060$ *ккал/ч* · *град*. Отношение водяных эквивалентов теплоносителей

$$\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}} = \frac{22\,000}{23\,060} = 0{,}955.$$

По уравнению (2-7) число единиц переноса тепла

$$NTU_{\text{макс}} = \frac{(kF)_{\text{возд}}}{W_{\text{мин}}} =$$

$$= \frac{61{,}1 \cdot 1528}{22\,000} = 4{,}25.$$

На основании рис. 2-14 для перекрестноточного теплообменника с обоими несмешиваемыми потоками эффективность равна 75%.

Затем можно найти температуры на выходе газа и воздуха, основываясь на определении эффективности, как это было сделано в примере 1:

$$T_{\text{возд2}} = 638{,}9^\circ\text{ К}, \quad T_{\text{газ2}} = 520^\circ\text{ К}.$$

Потеря напора

Полное уравнение для определения потери напора [см. (2-26)] имеет вид:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1}\left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f\frac{F}{f_c}\frac{v_{cp}}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{v_2}{v_1}\right].$$

По графику на рис. 5-4 устанавливаются приближенные значения коэффициентов, характеризующих потери на входе и выходе:

	K_c	K_e
Сторона воздуха	0,48	0,24
Сторона газа	0,54	0,28

На основании выполненных выше расчетов

$$\left[\frac{F}{f_c}\right]_{\text{возд}} = \left[\frac{L}{r_г}\right]_{\text{возд}} = 1{,}648;$$

$$\left[\frac{F}{f_c}\right]_{\text{газ}} = \left[\frac{L}{r_г}\right]_{\text{газ}} = 1{,}190.$$

Сторона воздуха:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \left(\frac{94\,000}{3\,600}\right)^2 \frac{1}{2 \cdot 9{,}8} \cdot \frac{0{,}143}{9{,}28 \cdot 10^4} \times$$

$$\times \left[(0{,}48 + 1 - 0{,}445^2) + 2\left(\frac{0{,}208}{0{,}143} - 1\right) + \left(0{,}0375 \cdot 1\,648 \cdot \frac{0{,}175}{0{,}142}\right) - (1 - 0{,}445^2 - 0{,}24) \cdot \frac{0{,}208}{0{,}143}\right] =$$

$$= 4{,}16 \cdot 10^{-3} \approx 0{,}42\%.$$

Сторона газа:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \left(\frac{48\,000}{3\,600}\right)^2 \frac{1}{2 \cdot 9{,}8} \cdot \frac{1{,}976}{10{,}48 \cdot 10^{-4}} \times$$

$$\times \left[(0{,}54 + 1 - 0{,}443^2) + 2\left(\frac{1{,}47}{1{,}976} - 1\right) + \left(0{,}0155 \cdot 1\,190 \cdot \frac{1{,}723}{1{,}976}\right) - (1 - 0{,}443^2 - 0{,}28)\frac{1{,}47}{1{,}976}\right] = 0{,}0285 \approx 2{,}9\%.$$

Этот пример иллюстрирует методику определения характеристики данного типа теплообмениика. В выполненном расчете не делалось попыток учесть дополнительное термическое сопротивление, связанное с загрязнением поверхности, или дополнительные потери напора в коллекторных крышках и в результате несовершенного распределения потоков по сечению теплообменника. Выбор типа и размеров поверхностей не соответствует оптимальной конструкции теплообменнпка. Регенератор оптимальной конструкции имел бы более выравненные в процентном отношении потери напора, однако выбор конструкции не входит в задачу данной работы. Эффективность оребренной поверхности на стороне воздуха установлена равной 0,665, что может быть связано с некоторыми погрешностями в расчете, так как при эффективности менее 80% становится сомнительной возможность применения обычного метода расчета теплоотдачи в длинных каналах с развитой поверхностью.

Пример 3. Сдвоенные теплообменники с циркуляционным контуром для жидкого промежуточного теплоносителя

В этом примере не приводятся подробные расчеты для воздушной и газовой сторон теплообменника, так как они мало отличаются от выполненных выше расчетов для теплообменников прямого действия. Основное внимание уделяется применению соотношения

$$\varepsilon = \Phi\left[\varepsilon_{\text{возд}};\ \varepsilon_{\text{газ}},\ \frac{W_{\text{возд}}}{W_{\text{газ}}},\ \frac{W_{\text{возд}}}{W_{\text{ц}}}\right],$$

смысл которого раскрывается уравнением (2-20).

Рассмотрим систему сдвоенных теплообменников с циркуляционным контуром для жидкого теплоносителя, показанную на рис. II-4. Условия работы те же самые, что и для предыдущего примера, а именно:

Мощность на валу	5 000 *л.с.*
Весовой расход воздуха	87 600 *кг/ч*
Соотношение количеств топлива и воздуха	0,015 *кг/кг*
Сторона воздуха, вход:	
Давление (абсолютное)	9,28 *ат*
Температура	448° К
Сторона газа, вход:	
Давление (абсолютное)	1,048 *ат*
Температура	702° К

Характеристики использованных поверхностей, заимствованные из табл. 9-4,в, приведены ниже.

	Сторона воздуха	Сторона газа
Поверхность	ПлСР-5 (рис. 10-89)	ПлСР-2 (рис. 10-86)
Тип	Плоские оребренные трубки	Плоские оребренные трубки
Количество ребер на 1 *м* трубы	445,7	358,3
Гидравлический радиус $r_г$, *мм*	0,877	1,05
Отношение свободного к фронтального сечений σ	0,780	0,788
ϕ, $м^2/м^3$	885,8	734,9
ϕ, сторона циркулирующей жидкости, $м^2/м^3$	138	138
Отношение поверхности ребер к полной поверхности	0,845	0,813
Толщина ребра δ, *мм*	0,1016	0,1016
Толщина стенки *a*, *мм*	0,254	0,254
Удельный вес (для стали) γ, $кг/м^3$	1 025	874
Коэффициент теплопроводности λ, $ккал/ч \cdot м \cdot град$	17,85	17,85

Ниже приводятся рассчитанные значения величин, которые необходимы для определения эффективности теплообменной поверхности на стороне газа и воздуха $\varepsilon_{газ}$ и $\varepsilon_{возд}$ соответственно.

	Сторона воздуха	Сторона газа
G, $кг/ч \cdot м^2$	104 900	35 650
Re	3 000	1 300
St	0,0085	0,0117
f	0,026	0,031
α, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$	222	104,5
η_0	0,60	0,745
k, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$	124,5	79,9
NTU	7,60	7,60
$\Delta P/P_1$, %	0,4	2,4

При наличии четырех теплообменных элементов, включенных последовательно, как это показано на рис. II-4, число единиц переноса тепла для одного элемента составит $NTU = 7{,}60/4 = 1{,}90$ для обеих сторон теплообменника.

На основании графика на рис. 2-14 для случая перекрестного тока при отсутствии перемешивания для каждого из потоков находим $\varepsilon_{\text{ход возд}} = \varepsilon_{\text{ход газ}} = 0{,}60$. Теперь можно использовать уравнение (2-18), чтобы получить частные эффективности (при $W_ц \approx W_{возд}$; $W_ц \approx W_{газ}$):

$$\varepsilon_{возд},\ \varepsilon_{газ} = \frac{4 \cdot 0{,}60}{1 + 3 \cdot 0{,}60} = 0{,}858.$$

Затем по уравнению (2-20) определяем общую эффективность теплообменника

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{возд}} + \frac{1}{\varepsilon_{газ}} - \frac{W_{возд}}{W_ц}} =$$

$$= \frac{1}{1{,}165 + 1{,}165 - 1} = 0{,}75.$$

Пример 4. Регенератор периодического действия

Расчет вращающегося регенератора в известной степени проще расчета теплообменника с непосредственной теплопередачей или с промежуточным теплоносителем, которые рассматривались ранее. Одна и та же поверхность приводится в соприкосновение то с потоком воздуха, то с потоком газа, вследствие чего отпадает необходимость в оценке эффективности развитой поверхности. Вытекающие отсюда упрощения очевидны из следующего примера.

На рис. II-5 изображен вращающийся регенератор с сетчатой насадкой для газотурбинной установки открытого цикла мощностью 1 000 *л. с.* Условия работы регенератора таковы:

Весовой расход сухого воздуха	34 200 *кг/ч*
Влагосодержание воздуха	Практически нулевое
Отношение количеств топлива и воздуха	0,015 *кг/кг*
Топливо—масло с отношением Н/С	0,15 *кг/кг*
Воздушная сторона регенератора, вход:	
Давление (абсолютное)	3,36 *ат*
Температура	440° К
Удельный объем	0,384 $м^3/кг$
Газовая сторона регенератора, вход:	
Давление (абсолютное)	1,07 *ат*
Температура	947,5° К
Удельный объем	2,59 $м^3/кг$
Скорость вращения ротора	26,5 *об/мин*

В процессе расчета должны быть установлены следующие данные:

1) характеристика поверхности, а затем размеры поверхности теплообмена и свободного сечения;

2) физические свойства теплоносителей;

3) значение критерия Рейнольдса;

4) St и f;

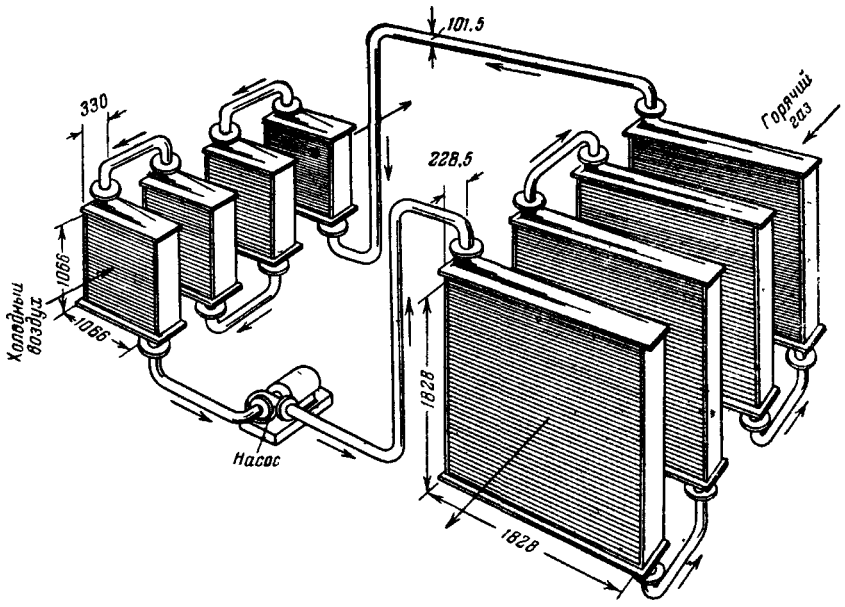


Рис. II-4. Сдвоенные теплообменники с циркуляционным контуром для жидкого промежуточного теплоносителя газотурбинной установки мощностью 5 000 *л. с.*

5) коэффициенты теплоотдачи н *NTU*;
6) эффективность регенератора;
7) потеря напора.

Характеристика поверхности теплообмена и геометрические размеры регенератора

Сетчатая насадка имеет следующую характеристику:

Обозначеиие поверхности	Сет-3
Номинальное число ячеек иа метр	944×944
Диаметр проволоки, *мм*	0,343
Толщина одной сетки δ, *мм* . . .	0,648
Пористость p	0,725
Удельная теплоемкость насадки (нержавеющая сталь) $c_{нас}$, *ккал/кг·град*	0,12
Удельный вес, *кг/м*^{3}	7 820

На основе этих данных могут быть вычислеиы:

Поверхность теплообмена в единице объема ψ, *м*^{2}/*м*^{3}	3 215
Гидравлический радиус $r_г$, *мм* [по уравнению (2-31з)]	0,226

Площади фронтальных сечений:

$$f_{фр\ газ}=2{,}47\ м^2;\ f_{фр.возд}=0{,}99\ м^2;$$

$$f_{фр.газ}/f_{фр\ возд}=2{,}50.$$

Поверхиость теплоотдачи

$$F_{газ}+F_{возд}=[\psi]\times[\text{объем}]=$$

$$=3215\cdot 3{,}47\cdot 21{,}3\cdot 10^{-3}=238{,}0\ м^2;$$

$$F_{газ}/F_{возд}=2{,}50;$$

$$F_{газ}=170\ м^2;\ F_{возд}=68{,}0\ м^2.$$

Эффективное свободное сечение может быть вычислено по формуле

$$f_c=pf_{ср};$$

$$f_{с.газ}=1{,}79\ м^2;\ f_{с.возд}=0{,}716\ м^2;$$

$$\left[\frac{F}{f_c}\right]_{газ}=\left[\frac{F}{f_c}\right]_{возд}=\frac{L}{r_г}=94{,}7.$$

Для круглой проволоки отношение объема к боковой поверхности равно четверти диаметра. Поэтому объем остова поверхности составляет $\frac{238\cdot 0{,}355\cdot 10^{-3}}{4}=$ $=20{,}2\cdot 10^{-3}\ м^3$. Вес насадкн равен $20{,}2\cdot 10^{-3}\cdot 7\,820=158\ кг$. Этот же результат может быть получен, если перемножить объем насадки 0,073 *м*^{3}, ее насыщеиность материалом ($1-p=0{,}275$) и удельный вес материала 7 820 *кг/м*^{3}.

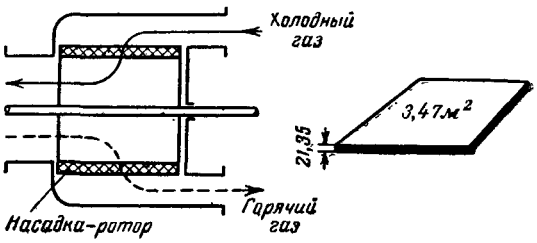


Рис. II-5. Вращающийся регенератор для газотурбинной установкн мощностью 1 000 *л. с.* Поверхность — сетчатая насадка. Скорость вращения 26,5 *об/мин.* Масса насадки 158 *кг.*

а — развертка сетчатой насадки ротора.

Физические свойства теплоиосителей

Для оценки свойств теплоиосителей необходимо знать среднюю температуру потоков, а ее определение возможно при условии предварительного выбора эффективности регенератора. Он может быть сделан весьма приближенно, и в данном случае принимается $\varepsilon=85\%$.

Сторона воздуха

$T_{возд1}=440°$ K
$T_{возд2}=870°$ K
$T_{возд.ср}=655°$ K
$P_1=3{,}36$ *ат*
$P_2=3{,}28$ *ат*

(Принято $\Delta P=0{,}08$ *кГ/см²*)

$v_1=0{,}384$ *м³/кг*
$v_2=0{,}775$ *м³/кг*
$v_{ср}=0{,}579$ *м³/кг*
$\mu=0{,}1147$ *кг/ч · м*
$c_p=0{,}254$ *ккал/кг · град* *

Сторона газа

$T_{газ1}=947{,}5°$ K
$T_{газ2}=516°$ K
$T_{газ.ср}=731°$ K
$P_1=1{,}07$ *ат*
$P_2=1{,}035$ *ат*
$\Delta P=0{,}035$ *кГ/см²*
$v_1=2{,}59$ *м³/кг*
$v_2=1{,}46$ *м³/кг*
$v_{ср}=2{,}03$ *м³/кг*
$\mu=0{,}125$ *кг/ч · м*
$c_p=0{,}263$ *ккал/кг · град* **

Критерий Рейольдса

Предварительно необходимо определить весовые скорости:

$$G=\frac{w_{вес}}{f_c}.$$

Для воздуха

$$G=\frac{34\,200}{0{,}716}=47\,700\ кг/ч\cdot м^2.$$

Для газа

$$G=\frac{34\,200\cdot 1{,}015}{1{,}79}=19\,400\ кг/ч\cdot м^2.$$

Заметим, что $\frac{G_{возд}}{G_{газ}}=\frac{f_{фр.газ}}{f_{фр.воз}}\times$

$$\times\frac{1}{1+\text{отношение „топливо-воздух“}}.$$

Затем определяем Re по уравнению

$$Re=\frac{4r_TG}{\mu};$$

$$Re_{возд}=\frac{4\cdot 0{,}0988\cdot 47\,700\cdot 10^{-3}}{0{,}1147}=376;$$

$$Re_{газ}=\frac{4\cdot 0{,}0988\cdot 19\,400\cdot 10^{-3}}{0{,}125}=140.$$

Критерий St и коэффициент сопротивления *f*

Из рис. 7-8 и 7-9

	Сторона воздуха	*Сторона газа*
Re	376	140
$St\,Pr^{2/3}$	0,057	0,088
St	0,0744	0,116
f	0,46	0,64

Коэффициент теплоотдачи и *NTU*

Для данного типа теплообменника

$$NTU=St\frac{F}{f_c}\ \text{и}\ \alpha=StGc_p.$$

	Сторона воздуха	*Сторона газа*
St	0,0744	0,116
F/f_c	94,7	94,7
NTU	7,04	10,98
G, *кг/ч · м²*	47 700	19 400
c_p, *ккал/кг · град*	0,254	0,263
α, *ккал/м² · ч · град**	905	592

Эффективиость регенератора

Здесь используются теоретические соображения, высказанные в гл. 2. На рис. 2-28—2-35 приведены графики, выражающие зависимость

$$\varepsilon=\Phi\left[NTU_0,\frac{W_{возд}}{W_{газ}},\frac{W_{нас}}{W_{возд}}\right].$$

По условиям задачи

$$\frac{W_{возд}}{W_{газ}}=\frac{34\,200\cdot 0{,}254}{34\,200\cdot 1{,}015\cdot 0{,}263}=0{,}95.$$

Водяной эквивалент насадки может быть определен на основании уравиения

$$W_{нас}=(об/мин\times 60)\ \text{(вес насадки)}\times$$
$$\times c_{нас}=26{,}5\cdot 60\cdot 421\cdot 0{,}12=$$
$$=30\,300\ ккал/ч\cdot град.$$

Соответственно

$$\frac{W_{нас}}{W_{возд}}=\frac{30\,300}{8\,690}=3{,}49.$$

---

* Из рис. I-2 для сухого воздуха или, более точно, из соответствующих таблиц.

** Включает поправочный коэффициент 1,02 по рис. I-19.

* Необходимо отметить весьма высокие значения коэффициента теплоотдачи по сравнению с коэффициентами, характерными для теплообменников с другими типами поверхности.

Общее число единиц переноса тепла по уравнению (2-23)

$$NTU_0 = \frac{1}{G_{\text{возд}}}\left[\frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha F}\right)_{\text{возд}} + \frac{1}{(\alpha F)_{\text{газ}}}}\right] =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{NTU_{\text{возд}}} + \frac{W_{\text{возд}}/W_{\text{газ}}}{NTU_{\text{газ}}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{7{,}04} + \frac{0{,}95}{10{,}98}} = 4{,}38.$$

Эффективность регенератора может быть определена по графикам на рис. 2-29: $\varepsilon = 0{,}82$.

Потеря напора

Расчет производится по уравнению (2-26), в котором σ заменяется пористостью p,

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1}\left[(1+p^2)\left(\frac{v_2}{v_1}-1\right) + f\frac{F}{f_c}\frac{v_{\text{ср}}}{v_1}\right].$$

Дальнейший расчет сведен в таблицу.

	Сторона воздуха	Сторона газа
P_1, кГ/см²	3,36	1,07
v_1, м³/кг	0,384	2,59
v_2, м³/кг	0,775	1,46
$v_{\text{ср}}$, м³/кг	0,579	2,03
v_2/v_1	2,02	0,564
$v_{\text{ср}}/v_1$	1,51	0,785
p, м³/м³	0,725	0,725
$\frac{F}{f_c} = \frac{L}{r_г}$	94,7	94,7
	0,46	0,64
G, кг/ч·м²	47 700	19 400
$(1+p^2)\left(\frac{v_2}{v_1}-1\right)$	1,56	—0,655
$f\left(\frac{F}{f_c}\right)\left(\frac{v_{\text{ср}}}{v_1}\right)$	65,7	47,6
$\frac{G^2}{2g}\frac{v_1}{P_1}$	$1{,}026\cdot10^{-4}$	$3{,}55\cdot10^{-4}$
$\frac{\Delta P}{P_1}$	$0{,}691\cdot10^{-2}$	$1{,}67\cdot10^{-2}$
$\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right)_{\text{общ}}$, %	2,36	2,36

В итоге эффективность регенератора установлена равной 82%, а общая потеря напора составляет 2,4%. Необходимо заметить, что в расчете не учитывались такие важные факторы, как потери напора в подводящих каналах, потери, связанные с изменением направления движения потока; не учитывались также потери от утечки и перетекания газов. Указанные факторы определяются в основном конструктивными формами и размерами регенератора.

ПРИЛОЖЕНИЕ III

ВЫВОД ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ И *NTU*

В гл. 2 изложены теоретические основы оценки эффективности теплопередачи в теплообменниках. В настоящем приложении рассматривается метод вывода зависимости между эффективностью и *NTU* для некоторых случаев, который иллюстрирует общий подход к решению этой задачи. Выводы даются для некоторых типов теплообменников с непосредственной теплопередачей, а именно: противоточного, многоходового с общим противоточным движением теплоносителей и перекрестного с одной перемешиваемой жидкостью; им соответствуют уравнения (2-13), (2-18), (2-15) и (2-16). Метод вывода зависимостей $\varepsilon - NTU$ для теплообменников с другими схемами движения теплоносителей рассмотрен в гл. 2.

Противоточный теплообменник

Температурные условия в противоточном теплообменнике с $W_г < W_х$ (т. е. $W_г = W_{\text{мин}}$) схематически представлены графиком на рис. III-1.

Из рассмотрения баланса энергии имеем:

$$dq = -W_г dt_г = -W_х dt_х. \qquad \text{(III-1)}$$

Очевидно, что «рабочая» линия, выражающая $t_г$ в зависимости от $t_х$, имеет наклон

$$m_0 = \frac{dt_г}{dt_х} = \frac{W_х}{W_г} = \text{const}$$

для случая, когда $W_х$ и $W_г$ постоянны. Кроме того, m_0 больше единицы для принятого условия $W_г < W_х$. Рабочая линия нанесена на рис. III-2. Там же нанесена линия, соответствующая тепловому равновесию между двумя потоками, когда $t_г = t_х$.

Из графика следует, что разность между этими двумя линиями, определенная в данной точке с координатами $t_г$, $t_х$, должна быть равна $t_г - t_х$, что вытекает из зависимости температурных условий от величины поверхности теплоотдачи (рис. III-1).

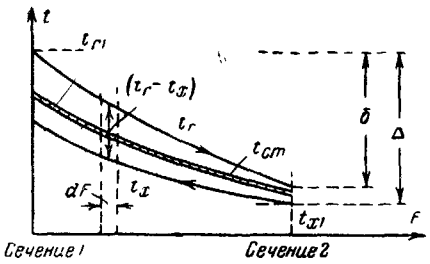


Рис. III-1. Характер изменения температур для противотока при $W_г < W_х$.

Из определения эффективности ε [уравнение (2-6), гл. 2]

$$\varepsilon = \frac{t_{г1} - t_{г2}}{t_{г1} - t_{х1}} = \frac{\delta}{\Delta}. \qquad \text{(III-2)}$$

где δ и Δ определяются на графике «рабочая линия — линия равновесия».

В дополнение к уравнению балаиса энергии (III-1) можно написать уравнение теплопередачи для теплового потока dq и поверхности теплообмена dF

$$dq = k(t_г - t_х)\,dF. \qquad \text{(III-3)}$$

Из уравнения (III-1)

$$d(t_г - t_х) = \left(\frac{1}{W_х} - \frac{1}{W_г}\right) dq.$$

Решая совместно эти два уравиения, получим:

$$\frac{d(t_г - t_х)}{t_г - t_х} = -\left(1 - \frac{W_г}{W_х}\right)\frac{k}{W_г}\,dF. \qquad \text{(III-4)}$$

Это выражение легко может быть проинтегрироваио в пределах условий входа и выхода горячей жидкости:

$$\frac{t_{г2} - t_{х2}}{t_{г1} - t_{х1}} = \frac{a_2}{a_1} = e^{-NTU(1 - W_г/W_х)}. \qquad \text{(III-4a)}$$

При рассмотрении графика «рабочая линия — лииня равновесия» можно обнаружить, что

$$t_{г2} - t_{х2} = a_2 = \Delta - \delta,$$

$$t_{г1} - t_{х1} = a_1 = \Delta - \delta' = \Delta - \frac{\delta}{m_0}.$$

Таким образом,

$$\frac{t_{г2} - t_{х2}}{t_{г1} - t_{х1}} = \frac{a_2}{a_1} = \frac{1 - \frac{\delta}{\Delta}}{1 - \frac{\delta}{\Delta m_0}},$$

где

$$m_0 = \frac{W_х}{W_г}.$$

Затем, используя уравнение (III-2), получим:

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{1 - \varepsilon}{1 - \frac{W_г}{W_х}\varepsilon}.$$

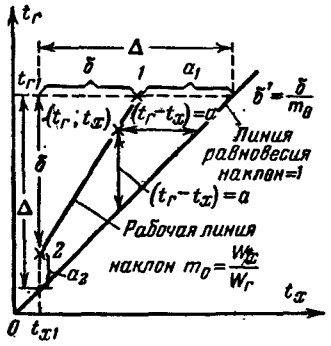


Рис. III-2. График «рабочая линия — линия равновесия» для противотока н $W_г < W_х$.

Решая это уравнение совместно с уравиеиием (III-4а) и затем иесколько преобразуя полученное выражение, приходим к уравнению следующего вида:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1 - W_{мин}/W_{макс})}}{1 - \frac{W_{мин}}{W_{макс}} e^{-NTU(1 - W_{мин}/W_{макс})}}, \qquad \text{(III-5)}$$

где в данном случае $W_{мин} = W_г$ и $W_{макс} = W_х$. Однако можно показать, что для случая $W_х = W_{мин}$ результирующее уравнение для эффективности ε идентично уравнеиию (III-5), если соответствующим образом использовать уравнение (2-6) гл. 2. Таким образом, нами выведено уравнение (2-13) гл. 2.

Миогоходовой теплообменник с общим противоточным движением теплоносителей

Рассмотренные выше рабочая и равновесная лиии оказались полезными для выражения алгебраических зависимостей через простые геометрические соотношения. В то же время уравненяе (III-5) можно сравнительно легко вывести, не пользуясь графическим методом. Но в выводе уравнения (2-18) гл. 2 метод, использующий рабочую и равновесную линии, приобретает исключнтельиое зиачение.

Рассмотрим трехходовой теплообменник с общим противоточным движением (рис. III-3) при $W_г = W_{мин}$.

В пределах каждой секции (хода) движение теплоносителя может быть произвольным при условии, что каждый ход имеет ту же эффективность $\varepsilon_{ход}$,

$$\varepsilon_{1-2} = \varepsilon_{2-3} = \varepsilon_{3-4} = \varepsilon_{ход}. \qquad \text{(III-6)}$$

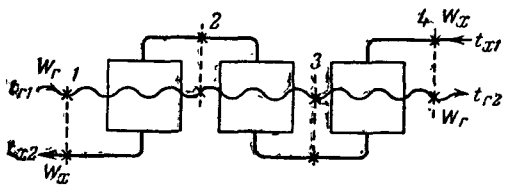


Рис. III-3. Трехходовой теплообменник с общим противоточным движением теплоносителей.

На рис. III-4 представлеи для этого случая график «рабочая линия — лиия равновесия». Пуиктирная линя соответствует общей рабочей линии, так как в пределах каждого хода рабочие условия не обязательио отвечают условиям истинного противотока. Предполагается, что условия на нходе, выходе и между ходами соответствуют противоточной схеме.

Очевидно, что

$$\varepsilon = \frac{\delta_0}{\Delta_0}. \qquad \text{(III-7)}$$

Так как

$$\frac{a_4}{a_1} = \frac{\Delta_0 - \delta_0}{\Delta_0 - \frac{\delta_0}{m_0}} = \frac{1-\varepsilon}{1-\frac{\varepsilon}{m_0}},$$

то

$$\varepsilon = \frac{1-\frac{a_4}{a_1}}{1-\frac{1}{m_0}\frac{a_4}{a_1}}. \qquad \text{(III-8)}$$

Остается найти зависимость $a_4/a_1 = \Phi(\varepsilon_{\text{ход}}; m_0)$, и это может быть сделано следующим образом. Очевидно, что ε_{1-2} связана с δ_2 и (δ_2+a_2) так же, как ε с δ_0 и $\Delta_0=\delta_0+a_4$. Поэтому из уравнеиия (III-8) непосредственно следует, что

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1-\frac{a_2}{a_1}}{1-\frac{1}{m_0}\frac{a_2}{a_1}}.$$

Аиалогично для ε_{2-3} и ε_{3-4}:

$$\varepsilon_{2-3} = \frac{1-\frac{a_3}{a_2}}{1-\frac{1}{m_0}\frac{a_3}{a_2}};$$

$$\varepsilon_{3-4} = \frac{1-\frac{a_4}{a_2}}{1-\frac{1}{m_0}\frac{a_4}{a_3}}.$$

Из уравнения (6) и изложеииого выше ясно, что

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{a_3}{a_2} = \frac{a_4}{a_3} = \left(\frac{1-\varepsilon_{\text{ход}}}{1-\frac{\varepsilon_{\text{ход}}}{m_0}}\right). \qquad \text{(III-9)}$$

Отсюда следует:

$$\frac{a_4}{a_1} = \frac{a_4}{a_3}\frac{a_3}{a_2}\frac{a_2}{a_1} = \left(\frac{1-\varepsilon_{\text{ход}}}{1-\frac{\varepsilon_{\text{ход}}}{m_0}}\right)^3. \qquad \text{(III-10)}$$

Если эту завнсимость подставнть в уравнение (III-8), то

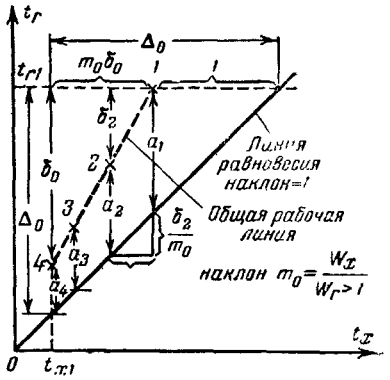


Рис. III-4. График «рабочая линия — линия равновесия» для многоходового противоточного теплообменника при $W_г = W_{\text{мин}}$; $W_x = W_{\text{макс}}$.

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1-\frac{\varepsilon_{\text{ход}}}{m_0}}{1-\varepsilon_{\text{ход}}}\right)^3 - 1}{\left(\frac{1-\frac{\varepsilon_{\text{ход}}}{m_0}}{1-\varepsilon_{\text{ход}}}\right)^3 - \frac{1}{m_0}}. \qquad \text{(III-11)}$$

Распространение результатов, полученных для трехходового теплообменника, на теплообменник с n ходами, когда $W_г = W_{\text{мин}}$ или $W_x = W_{\text{мин}}$, приводит к уравнеиию (2-18а), гл. 2.

Заметим, что это уравнение приводит к иеопределенности в случае $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}} = 1$. Применение правила Лопиталя приводит к уравнению (2-18а); возможно также непосредственное решение при помощи соответствующего графика «рабочая линия — линия равновесия», как это показано в гл. 2.

Перекрестиый ток, один поток перемешивается

Эта схема движения и идеализированные температурные условия показаиы на рис. III-5.

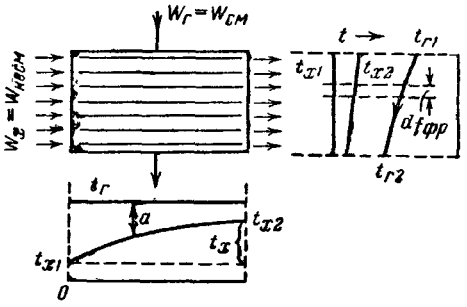


Рис. III-5. Характер изменения температур в перекрестиоточном теплообмеиике; одии поток (горячий) перемешивается, другой (холодиый) не перемешивается.
$W_{см}(=W_г) < W_{несм}(=W_x)$.

Предполагается, что холодный поток распределяется равномерно по сечению; поэтому справедливо соотношение

$$\frac{dW_x}{df_{фр}} = \frac{W_x}{f_{фр}} = \text{const}. \qquad \text{(III-12)}$$

Более того, предполагается однородное распределение поверхности теплообмена; поэтому

$$\frac{dF}{dW_x} = \frac{F}{W_x}. \qquad \text{(III-13)}$$

В обонх случаях dW_x представляет собой дифференциал водяиого эквивалента холодного потока, связанного с площадью фронтального сечения холодной стороны $df_{фр}$ и поверхностью теплопередачи dF.

Рассмотрение графика температурных условнй как функции длины пути холодного потока указывает на то, что в этом случае применимо выражение эффективности для теплообменника типа «конденсатор» [см. уравнения (2-13а) или (2-14а), гл. 2].

Обозначая через Г

$$\Gamma = \frac{\delta t_x}{t_г - t_x},$$

можем записать, что

$$\Gamma = 1 - e^{-K\frac{dF}{dW_x}},$$

и, принимая во виимание уравнение (III-13), получим:

$$\Gamma = 1 - e^{-\frac{kF}{W_x}} = \text{const}. \qquad \text{(III-14)}$$

Баланс энергии для горячей жидкости, омывающей поверхность теплообмена, связанную с фронтальным сечением $df_{фр}$, выражается уравнением

$$dq = -W_г dt_г.$$

Уравнение (III-14) может быть использовано для того, чтобы получить другое выражение для dq, а именно:

$$dq = \Gamma(t_г - t_{x1})dW_x.$$

Комбинация этих двух выражений для dq и разделение переменных приводят к уравнению

$$\frac{dt_г}{t_г - t_{x_1}} = -\Gamma\frac{dW_x}{W_г} = -\Gamma\frac{W_x}{W_г}\frac{df_{фр}}{f_{фр}},$$

где W_x, $W_г$ и $f_{фр}$ являются общими величинами, причем они остаются постоянными. В результате интегрирования приходим к уравнению

$$\frac{t_{г2} - t_{x_1}}{t_{г1} - t_{x_1}} = e^{-\Gamma\frac{W_x}{W_г}} \qquad \text{(III-15)}$$

При $W_г = W_{мин}$ из определяющего уравиения для ε [гл. 2, уравнение (2-6)] следует, что

$$\varepsilon = \frac{t_{г_1} - t_{г2}}{t_{г_1} - t_{x_1}}.$$

Затем из уравнения (III-15)

$$\varepsilon = 1 - e^{-\Gamma\frac{W_x}{W_г}} \qquad \text{(III-16)}$$

Это выражеиие соответствует уравнению (2-15) гл. 2 при условии, что

$W_x = W_{макс} = W_{несм}$ и $W_г = W_{мин} = W_{см}$,

и тогда по уравнению (III-14)

$$\Gamma = 1 - e^{-NTU(W_{мин}/W_{макс})}.$$

При условии $W_г = W_{макс} = W_{см}$ можно исходить из уравнения (III-15), и тогда

$$\varepsilon = \frac{W_г(t_{г_1} - t_{г2})}{W_x(t_{г1} - t_{x_1})},$$

что и приведет к уравнению (2-16).

Англо-американские меры, использованные в книге, и пересчет их в метрические

Наименование и символ	Единицы англо-американской системы мер	Единицы метрической системы мер	Переводной множитель
Коэффициент теплопередачи k	*Бте/фут²·ч·°F*	*ккал/м²·ч·град*	4,886
Коэффициеит теплопроводности λ	*Бте/фут·ч·°F*	*ккал/м·ч·град*	1,488
Теплоемкость c_p	*Бте/фунт·°F*	*ккал/кг·град*	1,00
Вязкость μ	*фунт/ч·фут*	*кг/м·ч*	1,49
Плотность ρ	*фунт/куб.фут*	*кг/м³*	16,02
Давление	*фунт/кв.дюйм*	*кг/см²*	0,0703
Температура	°F	°C	$n°F = \frac{5}{9}(n - 32)$ °C
Перепад температур ΔT	ΔT °F	ΔT °C	$\frac{5}{9} = 0{,}5556$

Численное значение в единицах измерения метрической системы мер (3-й столбец) получается путем умножения числеиного зиачения в англо-американских мерах (2-й столбец) на переводной множитель из 4-го столбца.

Краткий словарь терминов и выражений, используемых в американской литературе по теплообменным аппаратам

abrupt contraction — внезапное, резкое сужение

abrupt expansion — внезапное, резкое расширение

airfoil — профиль поверхности

associate ducting — присоединительный штуцер

attemperator (desuperheater) — устройство для регулирования степени перегрева пара; пароохладитель

bed — слой засыпки; насадка в регенеративных теплообменниках

packed b. — насадочная поверхность в регенеративных теплообменниках

pebble b. — гравийная насадка в регенеративных теплообменниках

boiling — кипение

nucleate b. — пузырьковое кипение

transient b. — кипение в переходном, неустановившемся режиме

film b. — пленочное кипение

pool b. — кипение в большом объеме; свободное кипение при отсутствии принудительного движения жидкости

bundle — связка, пучок

tube b. — трубный пучок

capacity rate — водяной эквивалент

convection conductance — теплоотдача; коэффициент теплоотдачи

carryover loss — потери от перетекания

draft gauge — тягомер

dimpled tube — пережатая труба

dwell time — время пребывания

entrance — вход; входное сечение

heat exchanger — теплообменник

liquid-coupled indirect-transfer type h. e. — теплообменник с промежуточным теплоносителем

direct-transfer type h. e. — теплообменник с непосредственной передачей тепла

periodic-flow type h. e. — теплообменник периодического действия

platecoil h. e. — змеевиковый теплообменник с пластинчатыми ребрами

split-flow h. e. — теплообменник с разветвляемым потоком

exit — выход; выходное сечение

expansion joint — соединение, компенсирующее термическое расширение; расширительный стык

extended surface — развитая поверхность

frontal area — полное сечение

free flow area — свободное сечение

fluid-side resistance — термическое сопротивление на стороне теплоносителя

film resistance — термическое сопротивление на стороне жидкости

film-convection component — конвективная составляющая

fins — ребра

strip f. — короткие пластинчатые ребра

wavy f. — волнистые ребра

pin f. — стерженьковые ребра

plain f. — гладкие ребра

circular pin f. — круглые стерженьковые ребра

continuous f. — сплошные ребра

drag coefficient — коэффициент трения

developed flow — стабилизированный поток

flow arrangement — характер движения потоков; схема движения

flow pattern — характер течения

flow stream capacity rate — водяной эквивалент теплоносителя

fluid-transport properties — термодинамические, физические свойства теплоносителя

flow-stream mass velocity — массовая скорость потока

flow friction — сопротивление трения

flow geometry — схема движения теплоносителя, геометрия поверхности

fog (mist) flow — двухфазное течение; поток пара, содержащего взвешенные частицы воды

form drag — коэффициент формы

friction factor — коэффициент сопротивления; фактор трения

total apparent f. f. — условное среднее значение коэффициента сопротивления, установленное по полному перепаду давлений

force equation momentum — уравнение движения жидкости

high-performance surface — высокоэффективная поверхность теплообмена

hydrodynamic entry length — участок (зона) гидродинамической стабилизации

intercooler — промежуточный холодильник

interface heat conductance — теплопроводность в слоистых конструкциях

interrupted surface — прерывистая поверхность

longitudinal tube pitch ratio — относительный продольный шаг

mass flow rate — массовый расход теплоносителя

matrix surface — насадочная (матричная) поверхность

crossed-road m. s. — решетчатая насадочная поверхность

screen m. s. — сетчатая насадочная поверхность

sphere m. s. — с заполнителем из сферических тел

pressure force — сопротивление формы, связанное с отрывом граничного слоя

a one-to-one correspondence — полное соответствие

overall heat transfer rate — общая тепловая нагрузка

overall conductance for heat transfer — коэффициент теплопередачи

overall heat-transfer coefficient — коэффициент теплопередачи

return header — коллекторная крышка

shear force — сила трения

staggered — шахматный

[1] Составлен В. Я. Сидоровым.

shell-and-tube construction — кожухотрубный теплообменник

specified reference temperature — определяющая температура

transition data — данные для переходной области

temperature ratio — температурный фактор

temperature effectiveness of the surface — эффективность поверхности

transverse-tube pitch ratio — относительный поперечный шаг

tube bank — трубный пучок

staggered t. b. — шахматный трубный пучок

in line t. b. — коридорный трубный пучок

thermal entry length — зона стабилизации теплового режима; зона тепловой стабилизации

turbulence promoter — турбулизатор; вставка, способствующая завихрению потока

turbulent eddy diffusivity — турбулентный коэффициент обмена

unit conductance for thermal convection heat transfer — коэффициент теплоотдачи

unit thermal conductivity — коэффициент теплопроводности

unit overall thermal conductance — коэффициент теплопередачи

unit film conductance — коэффициент теплоотдачи

wetted perimeter — смоченный периметр

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ[1]

А

Асимметричный нагрев, поправочные коэффициенты 86, 87, 92

В

Внезапное расширение, коэффициент 81—83
Внезапное сужение, коэффициент 81—82
Водяной эквивалент насадки 34
— —, определение 21
Высокоэффективные поверхности 13

Г

Геометрия поверхности теплообмена и теплообменника в целом, соотношения 40, 41, 42
Гидравлический диаметр 16
Гидравлический радиус 16

Д

Длительность пребывания, отношение 63

З

Затраты энергии на преодоление трения 10—13

К

Количество движения 83
— — поправочный коэффициент, учитывающий изменение 83
Компактные поверхности теплообмена 13
Коэффициент теплоотдачи 22
— теплопередачи 21
Круглые трубы 100, 102, 135
— — данные для переходной области 100

М

Массовая скорость 16, 133
Метод нестационарного режима 110
Методика испытаний теплообменников при нагревании воздуха конденсирующимся водяным паром 108, 109

Н

Насадочные поверхности 33, 99
— — решетчатые 179—181
— — сетчатые 105, 106
— — с заполнителем из сферических тел 106, 110
— — скорость вращения 33, 34
Нестационарный режим теплообменника периодического действия 57, 62, 63
Нестационарный режим при изменении расхода теплоносителя на входе 64
— — при произвольном или периодическом изменении температуры на входе 64—72
— — — рекуперативного 62
Нуссельта критерий, зона гидродинамической и тепловой стабилизации, круглые трубы 97
— — зона тепловой стабилизации, ламинарное течение, кольцевой канал 94, 96
— — круглые трубы 87, 90, 91, 95
— — полностью стабилизированный профиль скоростей, ламинарное течение, кольцевой канал 87, 90
— — трубы прямоугольного и треугольного сечений 86, 90
— — турбулентное течение, кольцевой канал 93, 94, 96
— — турбулентное течение, круглые трубы 96, 97
— — узкие каналы 86, 92

П

Площадь свободного сечения минимальная 16
Погрешности эксперимента 109, 111
— — перетекание 35
— — пористость 16
— — потери 34, 35
— — прерывистые поверхности 14
— — прямоугольные трубы 101, 102, 103, 145
Потеря напора, коэффициенты 37—40
— — на выходе 37
— — при внезапном расширении 80—83
— — при внезапном сужении 80—82
— — при входе 37

Р

Рабочая линия 28, 216
Равновесия линия 28
Рейнольдса критерий 133

С

Свист 134
Свойства теплоносителей 196—201
— — влияние изменения в направлении движения 78
— — зависящие от температуры 75—79
Скорость теплоносителя 38, 39, 40
Среднелогарифмическая разность температур 39
— — — уравнение 29

[1] Составлен В Я Сидоровым

Т

Температурный к. п. д. 24
Тепловой поток 36, 86
— — влияние отношения 86
— — влияние отношения на поверхностях 86, 87
— — продольный 36
Теплоемкость ротора 57
— стенки 57
Теплообмен и трение, характеристики 13
Теплообменники многоходовые 28, 44, 45
— периодического действия 33—36, 46, 53
— противоточные 25, 42, 50
— прямоточно-противоточные 28, 44
— прямоточные 26, 42
— рекуперативные 19, 21
— с перекрестным током 26, 27, 28, 51
— с промежуточным теплоносителем 31, 32
— с разветвленным потоком 29, 45, 52
Теплопроводность вдоль потока 36, 37
Точность экспериментов 109, 111
Трубные пучки 100, 104, 136—143
— — влияние числа рядов 100, 104

У

Удельный объем средний 39
Уплотнения вращающиеся 36
Ускорение потока 38

Ф

Фактор трения для кольцевых каналов 90
— — — круглой трубы 89, 91, 97
— — — труб прямоугольного сечения 89, 90
— — — труб треугольного сечения 89
— — локальное значение 88
— — определение 17
— — среднее значение 88
— — условное значение 87, 88

Ч

Число единиц переноса тепла теплообменника 23
— — — — — модифицированное 34

Э

Эффективность, вывод 213—218
— полной поверхности 22, 25—29
— ребер 22
— теплообменника 23
— теплопередачи 24

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому переводу второго издания 3

Предисловие 5

Система условных обозначений . . 7

Глава первая. Введение . . 10

Глава вторая. Теория расчета теплопередачи и гидравлического сопротивления теплообменников 19

Глава третья. Явления нестационарного теплового режима теплообменников 57

Глава четвертая. Влияние свойств теплоносителя, зависящих от температуры 75

Глава пятая. Коэффициенты потери напора при внезапном сужении и расширении 80

Глава шестая. Аналитические решения для потока внутри труб 85

Глава седьмая. Соотношения для поверхностей с простой геометрией, основанные на экспериментальных данных 99

Глава восьмая. Экспериментальные методы 108

Глава девятая. Геометрия поверхности теплообмена 112

Глава десятая. Данные для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления 133

Приложение I. Физические свойства теплоносителей и материалов, используемых в теплообменниках 197

Приложение II. Примеры расчета характеристик теплообменника . . 204

Приложение III. Вывод зависимости между эффективностью и *NTU* 215

Англо-американские меры, использованные в книге, и пересчет их в метрические 218

Краткий словарь терминов и выражений, используемых в американской литературе по теплообменным аппаратам 219

Предметный указатель 221

В. М. Кэйс, А. Л. Лондон,

Компактные теплообменники,

пер. с англ. под ред. Ю. В. Петровского, М., «Энергия», 1967,
224 стр. с илл.

Редактор *И. В. Волобуева*
Технический редактор *Г. Е. Ларионов*
Художественный редактор *Д. М. Чернышев*
Корректор *Р. К. Шилова*

Сдано в набор 25/IV 1967 г. Подписано к печати 14/IX 1967 г.
Формат 70×108¹/₁₆ Бумага типографская № 2
Усл. печ. л. 19,6 Уч.-изд. л. 18,46
Тираж 6 000 экз. Цена 1 р. 27 к. Зак. 185

Издательство „Эиергия". Москва, Ж-114,
Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Главполиграфпрома
Комитета по печатн при Совете Министров СССР.
Шлюзовая наб., 10.