Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНЖЕНЕРНО-ВНЕДРЕНЧЕСКИЙ ЦЕНТР «ИНЖЕХИМ» (ИНЖЕНЕРНАЯ ХИМИЯ)

А.Г. ЛАПТЕВ, Т.М. ФАРАХОВ, О.Г. ДУДАРОВСКАЯ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЯВЛЕНИЙ ПЕРЕНОСА В КАНАЛАХ С ХАОТИЧНЫМИ НАСАДОЧНЫМИ СЛОЯМИ

СТРАТА
Санкт-Петербург
2016

УДК 66.048.37+66.015.23
ББК 35.113
Л 24

Рецензенты:
доктор технических наук, профессор **Щукин А.В.**
кандидат технических наук, доцент **Пушнов А.С.**

Лаптев, А.Г., Фарахов, Т.М., Дударовская, О.Г.
Л24 Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями: монография. – Спб.: Страта, 2016. – 214 с.
ISBN 978-5-906150-85-1

В монографии рассмотрено решение задач, связанных с моделированием теплоотдачи, массоотдачи и процессов смешения сред в каналах с хаотичными насадками. Приведены уравнения для коэффициентов турбулентного обмена, перемешивания, тепло – и массоотдачи, а также турбулентной миграции тонкодисперсных частиц. Даны выражения для расчета эффективности проводимых процессов.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся решением теоретических и прикладных задач по гидродинамике, тепло – и массообмену в различных отраслях промышленности. Может быть полезной преподавателям и аспирантом технических вузов.

Ил. 47. Табл.4 . Библиогр.: 200 назв.

УДК 66.048.37+66.015.23
ББК 35.113

© А.Г. Лаптев, 2016
© О.Г. Дударовская, 2016
© Т.М. Фарахов, 2016

ISBN 978-5-906150-85-1

Federal state-financed educational institution of higher education
«KAZAN STATE POWER ENGINEERING UNIVERSITY»

ENGINEERING-PROMOTIONAL CENTER “INZHEKHIM”
(ENGINEERING CHEMISTRY)

A.G. LAPTEV, T.M. FARAKHOV, O.G. DUDAROVSKAYA

EFFICIENCY OF TRANSFER PHENOMENA IN CHANNELS WITH RANDOM PACKED LAYERS

STRATA
Saint Petersburg
2016

UDC 66.048.37+66.015.23
LBC 35.113
L 24

Reviewers:
Doctor of Technical Sciences, Professor **Schukin A.V.**
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor **Pushnov A.S.**

Laptev, A.G., Farakhov, T.M., Dudarovskaya, O.G.
L24 Efficiency of transfer phenomena in channels with random packed layers: monograph. – Saint Petersburg: Strata, 2016. – 214 p.
ISBN 978-5-906150-85-1

The monograph is concerned with solutions of problems on modeling of heat transfer, mass transfer and mixing in channels filled with random packings. Provided are equations for coefficients of turbulent transport, mixing, heat transfer, mass transfer and turbulent migration of finely dispersed particles. Expressions for calculating efficiency of the processes are included.

The book is intended for specialists engaged in solving theoretical and applied problems of fluid dynamics, heat transfer and mass transfer encountered in various industries. It can also be useful to professors and graduate students of engineering colleges of universities.

Figures - 47. Tables - 4. References - 200.

UDC 66.048.37+66.015.23
LBC 35.113

© A.G. Laptev, 2016
© O.G. Dudarovskaya, 2016
© T.M. Farakhov, 2016

ISBN 978-5-906150-85-1

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ……. 7
ВВЕДЕНИЕ…….. 9
Условные обозначения……. 13
1. **ЗАДАЧИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА И СМЕШЕНИЯ СРЕД**……... 17
1.1 Методы интенсификации тепло – и массобмена в каналах……. 17
1.2 Смешение сред в каналах с турбулизирующими вставками……..... 24
1.3 Нерегулярные насадки……. 27
1.4 Методы математического моделирования явлений переноса…….. 39
1.5 Эффективность тепло – и массообмена в одно – и двухфазных средах……. 46
1.6 Влияние теплофизических свойств среды на эффективность проводимых процессов……... 52
2. **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЕРЕНОСА ИМПУЛЬСА И ТЕПЛОТЫ**……..... 55
2.1 Введение……... 55
2.2 Гидродинамические характеристики потока в канале с хаотичной насадкой…… 58
2.3 Уравнение теплопереноса в хаотичном слое…… 64
2.4 Модель турбулентной вязкости…….. 66
2.5 Коэффициенты переноса импульса и теплоты……. 78
2.6 Расчет теплопереноса на основе моделей структуры потоков…… 88
2.7 Тепловая эффективность……. 98
2.8 Теплопередача от труб, заполненных хаотичной насадкой……... 102
2.9 Теплогидравлическая эффективность каналов……. 106

2.10 Схемы теплообменных аппаратов с хаотичной насадочной упаковкой…… 109
2.11 Примеры расчетов теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с элементами интенсификации…….. 112
2.12 Основные расчетные формулы чисел Нуссельта Nu в каналах с элементами интенсификации……... 139
3. **МАССООБМЕН В КАНАЛАХ С НАСАДКАМИ**…… 140
3.1 Уравнения конвективного массопереноса в хаотичном слое…….…….. 140
3.2 Коэффициент массоотдачи от элементов насадочного слоя…….. 145
3.3 Расчет эффективности массопередачи в насадке……. 148
3.4 Массообмен при жидкостной экстракции в турбулентном прямотоке……... 153
3.5 Схема модернизированного жидкостного экстрактора... 168
4. **ЭФФЕКТИВНОСТЬ СМЕШЕНИЯ СРЕД В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ**…… 171
4.1 Задачи смешения сред……. 171
4.2 Коэффициенты турбулентного переноса дисперсной фазы……. 174
4.3 Эффективный коэффициент перемешивания……... 181
4.4 Определение длины (высоты) насадочной части смесителя…… 186
4.5 Эффективность смешения…….. 189
4.6 Энергетическая эффективность насадочных смесителей……... 191
4.7 Влияние теплофизических свойств на эффективность процесса смешения сред…… 195
Список литературы…… 202

ПРЕДИСЛОВИЕ

В промышленных аппаратах химической технологии на предприятиях как нефтегазохимического комплекса, так и энергетики одной из основных задач является повышение эффективности тепломассообменных и сепарационных процессов. Подробные исследования таких процессов неизбежно приводят к созданию наиболее конкурентноспособного оборудования. Это, в свою очередь, способствует созданию конкурентноспособной продукции на установках нефтегазохимического комплекса и энергетики.

Повышение эффективности тепло- и массообмена может достигаться использованием различных методов интенсификации теплоотдачи. Необходимость учета повышения гидравлического сопротивления при использовании разных методов интенсификации также требует подробного изучения этих процессов.

Такие исследования являются важным и эффективным средством решения задач, направленных и на повышение надежности и безопасности работы тепломассообменных аппаратов.

В отечественных исследовательских работах традиционно уделяется большое место изучению сред при различных режимах течения в каналах с разнообразными интенсификаторами тепло- и массообмена. Также большое практическое значение представляют работы, посвященные изучению повышения эффективности технологических процессов при смешении сред. Стационарная хаотическая насадочная упаковка, как один из видов интенсификатора тепло- и массообмена и смешения сред, представляет значительный интерес для создания энергокорректных технологий в современных аппаратах.

Создание математической модели смешения позволяет определять

различные параметры зоны смешения и эффективности самого процесса.

Все эти вопросы детально проработаны в течение многолетней работы и изложены авторами в данной монографии.

В свете вышеизложенного можно отметить, что монография Лаптева А.Г., Фарахова Т.М., Дударовской О.Г. «Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными слоями» представляет значительный практический и научный интерес. Представленные в книге сведения важны как пример органической связи теоретических моделей и их практического применения.

Отличительной особенностью данного научного исследования является применение коэффициента переноса импульса для расчета тепломассообменных характеристик и процессов смешения сред в каналах с насадкой. В такой постановке часто достаточной эмпирической информацией об объекте моделирования является значение перепада давления рабочей зоны канала или насадочного аппарата.

Материалы книги могут использоваться как специалистами в области проектирования современного оборудования, так и преподавателями, аспирантами и студентами старших курсов технических вузов.

Зам. генерального директора ООО «Н-Пром Бюро» (бюро интенсификации теплообмена, г. Санкт-Петербург), кандидат технических наук Сивуха С.М.

ВВЕДЕНИЕ

В связи с принятой в Российской Федерации программой по энергосбережению и повышению энергетической эффективности интенсификация процессов тепло – и массообмена является важным и перспективным направлением для многих отраслей промышленности и энергетике. Традиционно считается, что эти задачи наиболее актуальны для сред на турбулентном режиме течения. Большинство работ посвящено этой проблеме при высоких числах Рейнольдса (В.М. Альтшуль, А.И. Леонтьев, И.А. Белов, Г.И. Воронин, Ю.Ф. Гортышов, Б.В. Дзюбенко, Г.А. Дрейцер, В.К. Мигай, В.К. Щукин и многие другие исследователи) и лишь немногие – при ламинарном течении (Ю.Г. Назмеев, В.А. Пермяков, Е.С. Левин и др.). Процессы тепло – и массообмена зачастую сопровождаются процессом смешения сред. Интенсивное перемешивание во многом определяет эффективность технологического процесса в целом.

Интенсификация процессов тепло – и массообмена, а также процессов смешения особо актуальна при течении вязких жидкостей в различном оборудовании. Например, при подогреве котельных топлив на ТЭС, при охлаждении или нагреве различных смазочных и трансформаторных масел, при работе с тяжелыми углеводородными смесями, при смешении мазута с присадками и т.д. Кроме этого даже при проектировании тепломассообменных аппаратов и другого оборудования для работы при турбулентном режиме течения в процессе промышленной эксплуатации возможен его переход на работу в ламинарном режиме. Это может быть связано как с вынужденным снижением расходов теплоносителей, так и с заменой рабочей среды. К наиболее перспективным методам интенсификации процессов тепло – и массообмена и смешения сред относятся процессы в каналах со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

В монографии приводится обзор наиболее известных методов интенсификации тепло – и массообмена, а также смешения сред в каналах, обсуждаются их преимущества и недостатки; рассматриваются

гидродинамические характеристики турбулентного потока и процесс теплообмена в каналах со стационарными хаотичными насадками. Представлены модели теплопереноса на основе применения моделей структуры потоков, определены коэффициенты переноса теплоты, турбулентной вязкости и эффективный коэффициент перемешивания. Вычислены тепловая эффективность в каналах с учетом поля профиля температуры и энергетическая эффективность, позволяющая сделать оценку выбранного интенсификатора теплообмена. Представлены схемы (эскизы) теплообменных аппаратов с хаотичной насадочной упаковкой и рекомендованы области их применения. Приведены примеры расчетов теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с элементами интенсификации [61,110,111,129,168,169].

Рассматривается модель массопереноса в каналах с насадками на основе применения моделей структуры потоков. С применением полученных выражений для нахождения коэффициента массоотдачи в каналах с насадками проведены расчеты, и представлено согласование расчетных данных с известными экспериментальными. Получены расчетные значения эффективности массообмена в каналах с насадками с применением моделей структуры потоков. Рассмотрен процесс массообмена при жидкостной экстракции в турбулентном прямотоке для систем жидкость-жидкость. Показан эскиз жидкостного экстрактора, повышающий эффективность процесса [69,125].

Представлена математическая модель смешения, разработанная для сред жидкость – жидкость и тонкодисперсная твердая фаза – жидкость в проточном насадочном слое. Получены выражения для расчетов длины зоны смешения и эффективности процесса. Исследовано влияние теплофизических свойств среды на эффективность процесса смешения сред [123,124,126,127,128,166,198].

Монография написана в рамках госзаказа № 13.405.2014/К «*Энерго – и ресурсосбережение и снижение техногенного воздействия на окружающую среду на предприятиях топливно – энергетического комплекса*» и научной школы Российской Федерации НШ – 9771.2016.8 под руководством А.Г. Лаптева «*Математические модели и импортозамещающие модернизации аппаратов разделения смесей и очистки газов и жидкостей в нефтехимическом комплексе и энергетике*».

Авторы выражают благодарность рецензентам за сделанные ценные замечания и пожелания, а также сотрудникам ИВЦ «Инжехим» (г. Казань) за представленный материал по новым насадкам.

INTRODUCTION

In light of the program on power saving and increasing energy efficiency adopted by the Russian Federation, intensification of heat and mass transfer processes has become an important and perspective direction for developing various branches of industry and power engineering. Traditionally, the process intensification problems have been important, especially, when considering fluid motions in the turbulent regime. It is noteworthy that, so far, most of the works were devoted to the problem of fluid motion at high Reynolds numbers (e.g., V.M. Altschul, A.I. Leont'ev, I.A. Belov, G.I. Voronin, Yu.F. Gortyshov, B.V. Dzyubenko, G.A. Dreitser, V.K. Migai, V.K. Schukin, etc.); on the contrary, just few of the works were devoted to the problem of fluid motion in the laminar regime (Yu.G. Nazmeev, V.A. Permyakov, E.S. Levin, etc.). It should be noted that processes of heat and mass transfer are often accompanied by mixing of the fluids. A more intensive mixing leads to a higher efficiency of the processes.

Intensification of heat transfer, mass transfer and mixing is especially important when flows of viscous fluids in apparatuses are considered. The most common examples include heating of boiler fuels in thermal power plants, cooling or heating of lubricating and transformer oils, working with heavy hydrocarbon mixtures, mixing of mazut with additives, etc. In addition, when the heat and mass transfer apparatuses as well as some other equipment are designed to operate in the turbulent regime, during actual industrial operation of the equipment a transition to the laminar regime can take place. The latter can be caused by both a forced reduction of flow rate of heat transfer fluids and replacement of the operating medium. The most perspective methods of intensification of processes of heat transfer, mass transfer and mixing are processes conducted in channels filled with stationary random packings (packed layer).

The monograph provides an overview of the most well-known methods of intensification of heat transfer, mass transfer and mixing in various channels, discusses advantages and disadvantages of the methods, presents hydrodynamic characteristics of the turbulent flow and considers heat

transfer in channels filled with stationary random packings. Models of heat transfer, which are based on using the fluid flow structure models, are presented; coefficients of heat transfer, turbulent viscosity and effective mixing are determined. Thermal efficiency in channels with the account of a temperature field as well as energy efficiency are calculated, which permits an assessment of a selected heat transfer intensifier. Sketches of heat exchangers, which make use of random packed layers, are presented along with recommendations for application fields. Examples of calculations of heat exchangers of type “pipe in pipe” with intensification elements are given [61,110,111,129,168,169].

A model of mass transfer in channels with packings, which are based on using the fluid flow structure models, is considered. The obtained expression for mass transfer coefficient in channels filled with packings was applied; results of the calculations agree reasonably well with available experimental data. The calculated values of mass transfer efficiency in channels with packings are obtained through application of fluid flow structure models. The process of mass transfer is considered for liquid-liquid extraction under turbulent co-current flow conditions. A sketch of a liquid-liquid extractor that increases the process efficiency is included [69,125].

A mathematical model for mixing, developed for systems liquid–liquid and a finely dispersed solid phase–liquid in flow-through packed layer, is presented. Expressions for calculating the mixing zone’s length and the process efficiency are derived. Influence of thermophysical properties of a medium on mixing efficiency is investigated [123,124,126,127,128,166,198].

The monograph was prepared in the framework of the Russian government order No. 13.405.2014/K “Energy and resource saving and reduction of anthropogenic impact on the environment at enterprises of the fuel-energy complex” and scientific school of the Russian Federation SS – 9771.2016.8 under supervision of A.G. Laptev “Mathematical models and import substitution-related modernizations of apparatuses for mixture separation and purification of gases and liquids in petrochemistry and power engineering”.

The authors wish to thank the reviewers for making valuable comments and suggestions as well as the personnel of LLC EPC “Inzhekhim” (Kazan, Russia) for providing the data for new packings.

Условные обозначения

a – коэффициент температуропроводности среды, м^2/с;
a_v – удельная поверхность насадочного слоя, м^2/м^3;
C – концентрация компонента, кг/кг, кг/м^3 (или % объем.);
C^* – равновесная концентрация;
$\overline{\Delta C}$ – средняя движущая сила переноса частиц, кг/м^3;
c_p – теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К);
D – коэффициент перемешивания (диффузии), м^2/с;
d – диаметр, м;
D_{Td} – коэффициент турбулентной диффузии частиц, м^2/с;
$D_{п(r)}$ – коэффициент перемешивания в радиальном направлении, м^2/с;
$D_{п(y)}$ – коэффициент перемешивания в поперечном направлении, м^2/с;
$D_{п(x)}$ – коэффициент перемешивания в продольном направлении, м^2/с;
F – площадь поверхности, м^2;
f – площадь поперечного сечения, м^2;
f – частота турбулентных пульсаций среды, с$^{-1}$;
dF – элемент площади, м^2;
G – массовый расход жидкости, кг/с;
H – длина насадочного слоя, м;
h – высота ребра, м;
K – капитальные вложения;
l, L – характерный размер, длина, м;
ℓ – длина пути перемешивания, м;
$\ell_E = 0{,}1R$ – масштаб энергоемких пульсаций, принимаемый по Таунсенду, м;
M – поток вещества из одной фазы в другую, кг/с;
m – отношение внутреннего диаметра трубы к диаметру трубы ($d_в/d$);
N – мощность на перекачивание среды, Вт;
N – число единиц переноса, число труб;
n – число ячеек;
Q – поток тепла (тепловая нагрузка), Вт;
q – энтальпия, Дж/кг;
$П$ – периметр поперечного сечения канала;
R – радиус, м;
r – радиальная координата, м;
R_c – объемный источник массы;
$R_т$ – объемный источник тепла;
$R_0 = 5$ – безразмерная толщина вязкого подслоя в трехслойной модели;
S – шаг ребра; площадь поперечного сечения, м^2;

T – температура, К;
t – температура, °С;
T – нормативный срок окупаемости;
$t_{пр}$ – время пребывания потока, с;
u – скорость среды, м/с;
u_* – динамическая скорость, м/с;
u_{*0} – динамическая скорость в пустотелой трубе, м/с;
$\bar{u}$ – осредненная скорость среды, м/с;
u_ε – средняя скорость, вызванная турбулентными пульсациями среды, м/с;
u' – продольная составляющая пульсационной скорости, м/с;
v' – поперечная составляющая пульсационной скорости, м/с;
V – объем, м^3, или объемный расход жидкости, м^3/с;
$W=Gc_p$ – водяной эквивалент жидкости с изменяющейся температурой;
x – продольная координата, м;
y – поперечная координата, м;
Э – эксплуатационные затраты;
ΔP – перепад давления, Па;
Δt – температурный напор, ºС;
$|\Delta\rho|$ – разностей плотностей, кг/м^3;
$y^+ = u_* y / \nu$ – безразмерная координата в пограничном слое;
$\tau^* = \tau / \tau_{ст}$ – безразмерный поток импульса;
$j_ч^* = j_ч / j_{ст}$ – относительный поток массы частиц;
$\mu^* = \mu_d / \mu_c$ – отношение коэффициентов динамической вязкости дисперсной и сплошной фаз;
α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К);
α_0 – коэффициент теплоотдачи для гладкой поверхности теплообмена, Вт/(м^2·К);
$\alpha_{ст}^0$ – постоянная составляющая коэффициента теплоотдачи, Вт/(м^2·К);
$\alpha_{ст}^к$ – конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи, Вт/(м^2·К);
β – коэффициент массоотдачи, м/с;
β_d – коэффициент скорости переноса частиц, м/с;
δ_1 – толщина вязкого подслоя, м;
δ – толщина пограничного слоя, толщина ребра, м;
$\varepsilon_{св}$ – удельный свободный объем насадки, м^3/м^3;
$\bar{\varepsilon}$ – средняя объемная скорость диссипации энергии, Вт/м^3 или м^2/с^3;
k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);
λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
π – математическая константа;

ρ – плотность среды, кг/м^3;

φ – относительное объемное содержание дисперсной фазы, м^3/м^3, коэффициент оребрения;

σ – поверхностное натяжение, Н/м;

ω_E – угловая частота энергоемких пульсаций, с$^{-1}$;

μ –динамической коэффициент вязкости, Па·с;

ν –кинематической коэффициент вязкости, м^2/с;

ξ – коэффициент сопротивления трения;

χ – константа турбулентности;

$\tau_{\text{р}}$ – время релаксации, с;

τ – касательное напряжение, Па.

***Комплексы*:**

$\mathrm{Sc} = \nu / D$ – число Шмидта;

$\mathrm{Pe}_l = u l / D_{\text{п}}$ – диффузионное число Пекле;

$\mathrm{Pe} = u l / a$ – тепловое число Пекле;

$\mathrm{Nu} = \alpha l / \lambda$ – число Нуссельта;

$\mathrm{Re} = u l / \nu$ – число Рейнольдса;

$\mathrm{St} = \mathrm{Nu}/\mathrm{Pe}$ – число Стантона;

$\mathrm{Pr} = \mu c_p / \lambda = \nu / a$ – число Прандтля;

$R_1 = u_* \delta_1 / \nu$ – безразмерная толщина вязкого подслоя;

R_δ – безразмерная толщина пограничного слоя;

$C_{f\text{пл}}$ – коэффициент трения плоской пластины;

$\mathrm{Sh} = \beta l / D$ – число Шервуда.

Нижние индексы:

d – дисперсная фаза;

в – внутренний;

г – газовая фаза;

гр – значение параметров на границе раздела фаз;

ж – жидкая фаза;

к – капля;

макс, мин – максимальные и минимальные значения;

н – наружный;

н, к – значение параметров на входе и выходе;

нас – насадочный слой;

с – сплошная фаза;
ср – среднее значение параметров;
ст – значение параметров на стенке;
ч – частица;
э – эквивалентный;
∞ – значение параметров в ядре потока;
о – значение параметров в канале (трубе) без насадки.

1. ЗАДАЧИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА И СМЕШЕНИЯ СРЕД

1.1 Методы интенсификации тепло – и массообмена в каналах

Одной из важных и актуальных задач в различных отраслях промышленности и энергетике является повышение эффективности проводимых процессов. Теплообменные аппараты (ТА), такие как конденсаторы, экономайзеры, испарители, охладители и т.д., наиболее распространенные устройства во всех видах и типах энергетических и массообменных установок.

В основу разработки высококачественных компактных теплообменных аппаратов положены различные решения, направленные на интенсификацию теплообмена, как при разработке вновь проектируемых, так и для действующих теплообменных аппаратов.

Примерами применения процессов теплообмена в каналах с насадочными слоями могут являться сжигание топлива в слое, нагревание материала в шахтных и доменных печах, некоторые процессы гетерогенного катализа, сушка в слое [29]. Также процессом теплообмена может сопровождаться фильтрация жидкости, проходящая через зернистый слой, смешение жидкостей в проточных насадочных смесителях с насадками. Например, при подогреве котельных топлив на ТЭС, при охлаждении или нагреве различных смазочных и трансформаторных масел, при работе с тяжелыми углеводородными

смесями и т.д. [71,72,144,175]

Следствием интенсификации процессов теплообмена является увеличение коэффициента теплопередачи, который при чистых поверхностях теплообмена определяется коэффициентами теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей. Посредством интенсификации теплообмена можно добиться существенного уменьшения массы и габаритов теплообменного оборудования, а также улучшить режим работы теплообменного аппарата, тем самым улучшить общие характеристики теплоэнергетической установки. Этим и объясняется большое число публикаций по данной проблеме [28,70,80,83,99,107,114,117,134,139,190] и др.

Для интенсификации явлений переноса могут применяться различные способы, как активные, так и пассивные [79]:

- конструирование шероховатых поверхностей и поверхностей сложной формы, способствующих турбулизации потока в пристенном слое (накатки, выемки, лунки);
- закрутка потока шнековыми устройствами, спиральными ребрами, завихрителями, установленными на входе в канал;
- использование турбулизирующих вставок в каналах;
- увеличение площади поверхности теплообмена посредством оребрения;
- воздействие на поток теплоносителя электрическим, магнитным и ультразвуковым полями;
- турбулизация пристенного слоя организацией пульсаций скорости набегающего потока и его закрутки;
- механическое воздействие на поверхность теплообмена посредством ее вращения и вибрации;
- применение зернистой насадки как в неподвижном, так и в псевдоподвижном состоянии;
- добавление в теплоноситель твердых частиц или газовых пузырьков.

В последнее время возрос интерес к изучению влияния колебаний потока на теплообмен при возникновении резонансных частот и амплитуд. В ряде исследований, например в [32,47,54], показано, что

при резонансных колебаниях коэффициент теплоотдачи может увеличиться в 2–3 раза по сравнению со стационарным течением как при ламинарном, так и при турбулентном режимах.

При акустическом резонансе в канале теплоотдача существенно увеличивается в зоне пучности скорости стоячей волны. При этом заметно возрастает и средняя теплоотдача по длине канала [47]. Однако при анализе целесообразности использования колебаний потока для интенсификации теплообмена необходимо учитывать все энергетические затраты на возбуждение колебаний. Колебания давления, в том числе и звуковые, могут быть эффективным средством интенсификации теплообмена при свободной конвекции [145].

Начиная с 80-х годов большой интерес среди исследователей, занимающихся интенсификацией теплообмена, получил высокоэнергоэффективный способ турбулизации пристенного течения – применение дискретных поперечных выступов, выполняемых на внутренней поверхности трубок теплообменных аппаратов. Впервые Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер и др. продемонстрировали возможность опережающего роста теплоотдачи по сравнению с возрастанием гидравлического сопротивления на круглых каналах с поперечными полукруглыми кольцевыми выступами. При данном способе интенсификации теплообмена увеличение достигло 2,9 раз [60,75]. Тем не менее, применение кольцевых полукруглых выступов не решило всех проблем, связанных с интенсификацией теплообмена.

В некоторых теплообменных устройствах наряду с дискретными кольцевыми выступами широко используются и другие способы пристенной интенсификации теплообмена, например использование сферических выемок. На данный способ интенсификации обратили внимание после ряда проведенных исследований Г.И. Кикнадзе с соавторами, в результате которых были получены результаты о высокой энергетической эффективности системы, нанесенных на поверхность канала сферических выемок. Авторы связывают этот факт с самоорганизацией в сферических выемках смерчеобразных вихревых структур. С точки зрения академика А.И. Леонтьева интенсификация теплообмена сферическими выемками имеет перспективу, и все же

требует новых подходов к описанию турбулентного теплообмена в условиях самоорганизующихся смерчеобразных вихревых структур [52,56,79,189].

При использовании криволинейных каналов под воздействием центробежных сил развиваются винтообразные структуры, охватывающие все сечения канала. Кроме того, при достаточно крутых поворотах могут возникать отрывные зоны с системой двухмерных и трехмерных вихрей в них. На вогнутой стенке может появиться система винтообразных вихрей с противоположным направлением вращения, все это вызывает дополнительно турбулизацию потока, рост теплоотдачи и гидравлического сопротивления.

Высокоэффективным зачастую оказывается использование комбинированных методов интенсификации (комбинирование турбулизаторов с оребрением поверхностей, применение спиральных ребер, одновременно закручивающих поток, применение закручивающих устройств, при течении суспензий, комбинирование турбулизаторов с закруткой потока) [43,73].

Важнейшими условиями, определяющими выбор метода интенсификации теплообмена, являются [80,134,141]:

1. Задачи интенсификации теплообмена в данном конкретном классе теплообменных устройств.

2. Величина допустимых энергетических затрат на интенсификацию теплообмена и вид располагаемой для этого энергии.

3. Гидродинамическая структура потока, в котором требуется интенсифицировать теплоотдачу. Характер распределения плотностей тепловых потоков или поля температур в теплоносителе.

4. Технологичность изготовления теплообменного устройства с интенсификацией теплоотдачи, удобство, надежность и особенности его в эксплуатации;

5. Технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности и т.д.

Все эти обстоятельства существенно снижают возможности выбора одного из многочисленных исследованных методов интенсификации.

Исторически сложилась ситуация, когда большинство работ в области интенсификации теплообмена посвящено исследованию применительно к аппаратам, работающим при турбулентном и переходном режиме течения. В процессе промышленной эксплуатации в условиях вынужденного снижения расходов теплоносителей или, например, с заменой рабочей среды происходит переход теплообменного оборудования, работающего при турбулентном режиме на ламинарный режим течения. Поэтому решение проблемы интенсификации теплообмена в области ламинарного течения является актуальной задачей. Несмотря на актуальность проблемы интенсификации конвективного теплообмена при ламинарном режиме течения жидкости, исследований в этой области явно недостаточно. Не хватает критериальных уравнений, позволяющих их использовать с последующей рекомендацией к практическому применению [144].

Имеются многочисленные исследования авторов, рассматриваемых применение искусственной турбулизации потока в каналах с однофазными теплоносителями [43,54,86]. В ряде случаев могут быть эффективны и другие методы интенсификации теплообмена, например применение спиральных или витых труб при ламинарном течении теплоносителей [32,136], применение многозаходных шнеков, закручивающих поток перед тем участком канала, в котором имеет место повышенное тепловыделение [15,58,91,141].

Авторами [83,100,114,144] опубликован ряд работ, показывающих возможность применения пассивных способов интенсификации теплообмена в области ламинарного режима течения за счет воздействия на структуру потока различными формами поверхностей теплообмена: вставными интенсификаторами (винтовыми, локальными и пластинчатыми закручивателями потока), различными оребрениями поверхностей теплообмена и др.

Кроме этого получили применение методы воздействия на поток с помощью таких элементов, как различного рода турбулизирующие вставки (диафрагмы, диски, спирали, пористые и пластинчатые вставки и т.п.), а также насадки (кольца, шары и т.п.) [32]. Эти элементы сами

по себе не участвуют в теплообмене и не увеличивают поверхности теплопередачи. Их назначением обычно является увеличение турбулентности потока, приводящее к уменьшению термического сопротивления конвективному переносу тепла, оказываемого пограничным слоем, или же непосредственное разрушение и турбулизация самого пограничного слоя.

На основе литературного анализа в области применения интенсификаторов теплообмена таких как, кольцевых, пропеллерных, дисковых, спиральных вставок установлено, что данный способ приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи в 1,5–5 раз, однако одновременно существенно увеличивается сопротивление потоку, которое в ряде случаев возрастает значительно быстрее, чем коэффициент теплоотдачи.

При наличии диафрагм происходит переход от ламинарного режима течения к турбулентному при значительно меньших критических значениях критерия Рейнольдса, которые определялись уравнением

$$\mathrm{Re}_{\text{кр}} \approx 2900 m^{2,2}, \tag{1.1}$$

где m – отношение внутреннего диаметра трубы к внешнему диаметру трубы ($d_{\text{в}}/d$).

Заполнение труб насадкой (сферическими частицами, кольцами, седлообразной насадкой и т.п.) приводит по существу к тем же результатам, что и применение турбулизирующих вставок.

Многими исследователями [3,12,14,38], в частности Лева и Граммером, Колберном, Шумахером и др. изучалось влияние на теплоотдачу и сопротивление использование насадочных элементов в каналах.

С точки зрения интенсификации теплоотдачи, при минимальных дополнительных затратах энергии на преодоление возросшего сопротивления потоку, представляется интересным применение сравнительно крупной насадки, которая характеризуется величиной отношения диаметра трубы к диаметру элемента насадки.

К перспективному способу интенсификации теплообмена относится использование пористых материалов, позволяющее интенсифицировать теплоотдачу в 10... 100 раз. Практическая реализация применения в теплообменных устройствах пористых материалов открывается для исследователей, в первую очередь, с развитием порошковой металлургией, что позволило производить различные пористые материалы. Способ применения пористых вставок заключается в высокой интенсивности теплообмена между проницаемой матрицей и протекающим сквозь нее теплоносителем в результате развитой поверхности их соприкосновения [62,152].

Среди имеющихся в настоящее время пористых структур необходимо выделить как наиболее перспективные – высокопористые ячеистые материалы, упорядоченные пористые материалы, щеточные, вафельные и щелевые структуры, перекрестные микроканалы, сетчатые и пружинные пороматериалы, зернистые засыпки [152]. Результаты исследований в области использования пористых материалов в теплообменном оборудовании изложены в трудах П.Е. Мегерлина, А.Е. Берглса, В.М. Поляева, К. Уебба, В.В. Харитонова, С.В. Белова, Л.Л. Васильева, Ю.А. Зейгарника, В.А. Майорова, В.Н. Анциферова, В.И. Субботина, М.Э. Аэрова, В.Н. Крымасова, А.В. Пустогарова, И.А. Попова, О.А. Кабова, Ю.А. Кирсанова и многих других [29,35,49,84,144].

С точки зрения интенсификации теплообмена эти способы получили значительно меньшее распространение, чем, например применение для этой цели развитых поверхностей. Это объясняется недостаточностью их изучения, что не позволяет достичь наибольшего эффекта при реализации применения относительно наиболее распространенных и изученных способов.

Из проведенного литературного анализа следует, что при рациональном подходе в отдельных случаях можно существенно интенсифицировать теплоотдачу и уменьшить габаритные размеры, вес аппарата, примененяя турбулизирующие вставки, путем воздействия на поток теплоносителя. Трубы с турбулизирующими вставками в некоторых случаях имеют преимущества перед гладкими трубами,

особенно в области низких значений критерия Рейнольдса, соответствующих переходному режиму течения в гладких трубах.

Целесообразность применения различных способов интенсификации теплоотдачи определяется с помощью энергетической эффективности, позволяющей соотнести количество передаваемого тепла и затраты энергии на преодоление возросшего сопротивления канала.

Использование хаотичного насадочного слоя в каналах, кроме интенсификации теплообмена, может сопровождаться и процессом смешения сред, например при вводе присадок в топливо, ингибиторов коррозии и т.д.

1.2 Смешение сред в каналах с турбулизирующими вставками

Цель перемешивания определяется назначением процесса и обычно состоит в обеспечении равномерного распределения фаз или смешиваемых компонентов, интенсификации тепло – и массообменных процессов, диспергировании жидкостей, газов и паров.

Для эффективного проведения процесса смешения различных сред в нефтехимии и других отраслях промышленности традиционно используют аппараты с мешалками: дисковые, шнековые, пропеллерные и другие виды смесителей, которые имеют ряд недостатков, а именно: сложность конструктивного оформления, большие затраты мощности, трудность регулирования и создания одинаковых условий смешения [22,30,31,40,55,162]. Поэтому возникает необходимость в исключении данных недостатков и разработке наиболее эффективного оборудования для смешения.

Одним из эффективных способов перемешивания является перемешивание в статических смесителях. Статические смесители выгодно отличаются от других конструкций отсутствием движущихся элементов. Они сочетают в себе одновременно высокую производительность, низкую энергоемкость, эффективность, возможность изготовления из самых разнообразных конструкционных материалов (металлов, полимеров, керамики и т.п.), небольшие габариты, надежность в эксплуатации, простоту монтажа и

компактность, что позволяет встраивать их в существующие технологические линии с минимальными затратами [39,162,184]. К простому типу статических смесителей относится обычный трубопровод (канал).

В целях повышения эффективности процесса, т.е. сокращения длины, и, следовательно, времени перемешивания в трубопроводе устанавливают различные турбулизирующие вставки (смесительные элементы). Выбор типа внутреннего смесительного элемента зависит от физико-химических свойств перемешиваемых сред и цели перемешивания. Для смешения и диспергирования маловязких сред с вязкостью до 1 Па·с целесообразно использовать турбулизирующие вставки. Для более вязких сред – вставки, работающие по принципу закручивания потока жидкости в различных направлениях, разделения потока на части с последующим их объединением и т.п.

По типу внутреннего смесительного элемента статические смесители различают: перегородчатые, винтовые, насадочные, форсуночные, поточные [26,39,155,170].

Из множества конструкций статических смесителей широко используются смесители с винтовыми элементами [39]. Основными элементами данных устройств являются небольшие металлические спиральные ленты, которые изготавливаются скручиванием плоской пластины не некоторый угол вдоль продольной оси. Статический смеситель составляется из отдельных таких элементов, соединенных в звенья по несколько штук. Обязательным условием работоспособности является отсутствие зазоров между стенкой трубы и боковыми гранями спиралей. Необходимая степень гомогенизации смеси регулируется числом элементов. Данная простейшая схема нашла широкое применение в различных областях промышленности, и продолжаются поиски оптимальной геометрии рабочих элементов смесителей.

В настоящее время созданы многочисленные конструкции статических смесителей с винтовыми элементами различного назначения: со сквозными отверстиями для создания дополнительных деформаций и «срезывания» потоков, направленных к выходу из смесителя [39]; с элементами, выполненными с плоскими хвостиками,

шлицы которых служат для фиксации элементов, предотвращающих произвольное изменение угла контакта торцевых кромок [39]; с плоскими гранями для упрощения технологии изготовления элементов [39].

Трубчатые смесители, корпусом которых служит жесткий или гибкий рукав трубопровода, отформованный таким образом, что рифления или складки на внутренней поверхности создают условия для интенсивного перемешивания подаваемых сред [39].

Также широкое распространение получили смесители с пластинчатыми и гофрированными элементами [39]. Среди таких конструкций известны устройства с плоскими элементами, последовательно расположенными вдоль корпуса, которые обеспечивают разделение жидкостей на потоки и их направленное движение по сложным каналам, где они многократно воссоединяются и вновь дробятся до высокой степени гомогенизации [39]. Смесители, в которых элементы представлены в виде пакетов гофрированных металлических или пластмассовых пластин, соприкосающиеся поверхности которых образуют пересекающиеся каналы, выпускаются рядом зарубежных фирм, таких как, «Кох», США; «Байер», Германия; «Зульцер», Швейцария. Существуют различные конфигурации гофр смесительных пластин, которые выполняются в зависимости от типа смешиваемых компонентов, требуемой степени диспергирования и допускаемого перепада давления [39].

Наиболее важными характеристиками смесительных устройств являются: эффективность перемешивания и степень перемешивания.

Основными характеристиками, определяющими эффективность работы статических смесителей, является длина, на которой достигается заданная степень перемешивания, и затраченная при этом энергия. При прочих равных условиях предпочтительно использовать менее энергоемкий аппарат способный обеспечить смешение на меньшей длине. На практике возникает необходимость минимизировать либо длину смесителя, либо энергозатраты, которые в статическом смесителе равны перепаду давления. При одинаковых значениях плотности среды и скорости ее движения перепад давления

определяется значением коэффициента гидравлического сопротивления.

Если оба фактора – длина и коэффициент сопротивления – одинаково важны, то простейшим критерием эффективности будет произведение коэффициента сопротивления смесителя на его относительную длину.

Таким образом, задача оптимизации сводится к нахождению конструктивных размеров турбулизаторов, обеспечивающих минимум функции η в одном из случаев [33,153,159]

$$\eta = \begin{Bmatrix} l \\ \xi \\ \xi \cdot l \end{Bmatrix}. \tag{1.2}$$

Простота и высокая эффективность статических смесителей стимулирует к созданию все новых конструктивных решений в данной области.

В монографии рассмотрено применение статических смесителей, в которых в качестве турбулизирующих вставок используются хаотичные насадочные упаковки (слои). К настоящему времени статические смесители применяют на различных предприятиях энергетике и нефтехимии для приготовления смесей, эмульсий, для ввода флокулянтов в суспензии, кислот в жидкости для нейтрализации, в установках для ввода присадок в топливо, улучшающих его качество, для проведения массообменных процессов (растворения, экстракции) и т.д.

1.3 Нерегулярные насадки

В промышленности применяют разнообразные по размерам и форме насадки, которые в той или иной мере удовлетворяют требованиям, являющимся основными при проведении конкретного процесса, а именно должны иметь [76,116,200]:

- большую удельную поверхность a_v и большой свободный объем $\varepsilon_{св}$ (порозность);

- малое гидравлическое сопротивление;
- равномерное распределение фаз по сечению колонны;
- хорошую смачиваемость;
- коррозионную стойкость в рабочей среде;
- малую насыпную плотность;
- механическую прочность и низкую стоимость.

Геометрической характеристикой насадочных тел является эквивалентный диаметр $d_э$, который выражают через основные характеристики – удельную поверхность и свободный объем

$$d_э = \frac{4\varepsilon_{св}}{a_v}. \qquad (1.3)$$

Причем, турбулентный режим при движении среды в насадке наступает уже при $\mathrm{Re}_э = u_{ср} d_э / \nu > 40$ [29,154].

Одна и та же насадка не может одновременно удовлетворять всем перечисленным требованиям, поэтому в каждом отдельном случае выбирается наиболее приемлемая.

Насадочные слои тепломассообменных аппаратов подразделяются на регулярные и нерегулярные (засыпанные внавал).

Первой нерегулярной насадкой правильной формы были шары, которые не имели внутренней полости, вследствие чего им были присущи недостатки насадок неправильной формы, а именно: низкая пропускная способность, большое гидравлическое сопротивление. Революционным было изобретение насадок правильной формы с внутренней полостью – кольца Рашига [76,154], имеющие высоту равную их диаметру. Кольцам Рашига свойственны ряд недостатков, несмотря на это благодаря простоте изготовления и невысокой их стоимости, они иногда продолжают использоваться в промышленной практике и в настоящее время.

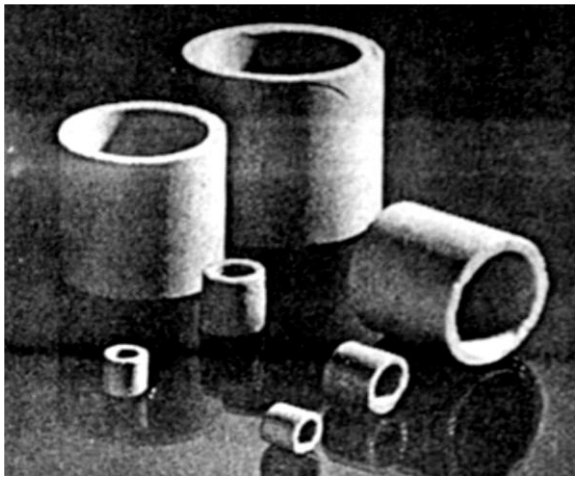
Для повышения эффективности колец Рашига, их стали дополнять внутренними перегородками (крестовидными, спиральными и др.). Наличие внутренних перегородок не позволило значительно увеличить эффективность насадок по сравнению с кольцами Рашига без

перегородок. Для дальнейшего увеличения показателей насадок применяется нанесение перфорации. Основными представителями таких насадок являются кольца Палля.

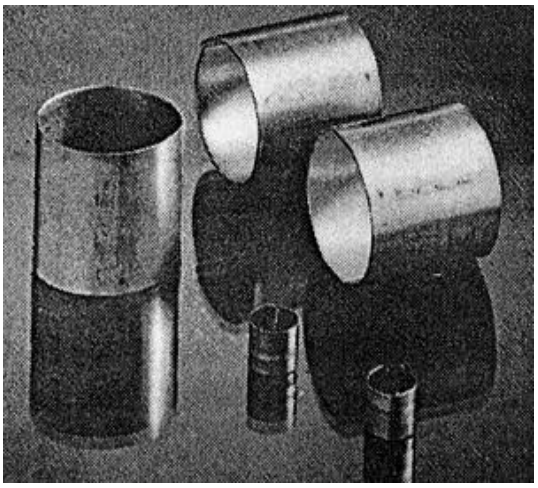
В целях дальнейшего улучшения показателей насадок были

разработаны многочисленные разновидности кольцевых насадок (Рисунок 1.1) [76,154,164].

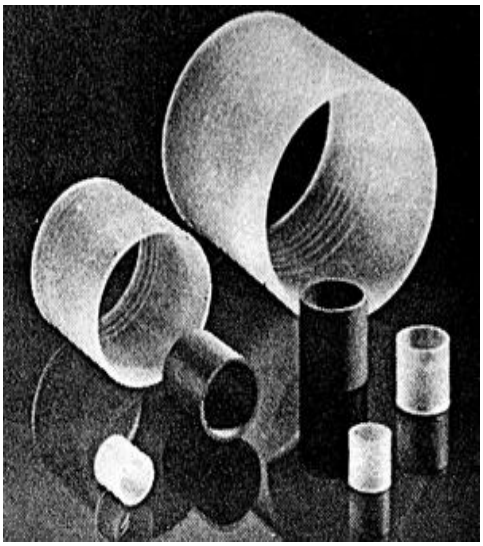
Рис. 1.1. Конструкции насадок [76]



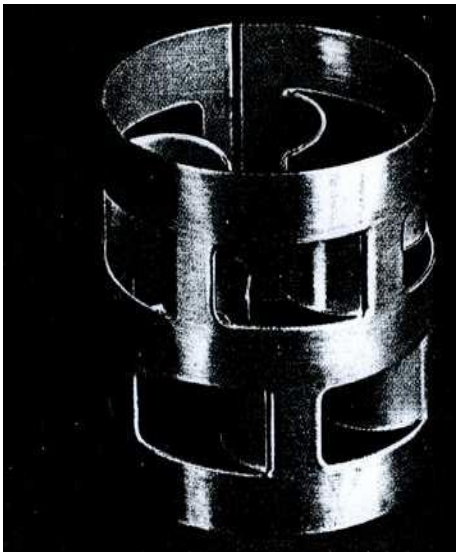
а) Керамические кольца Рашига



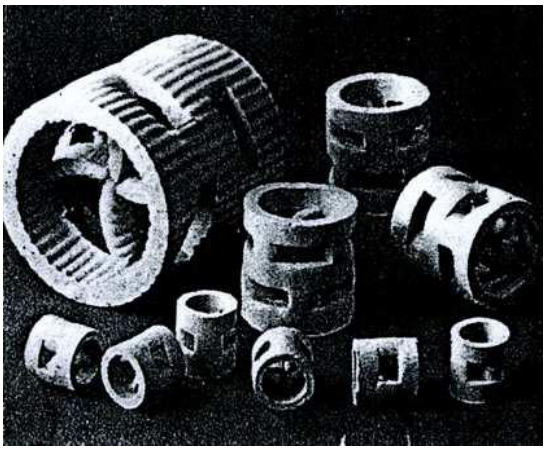
б) Металлические кольца Рашига



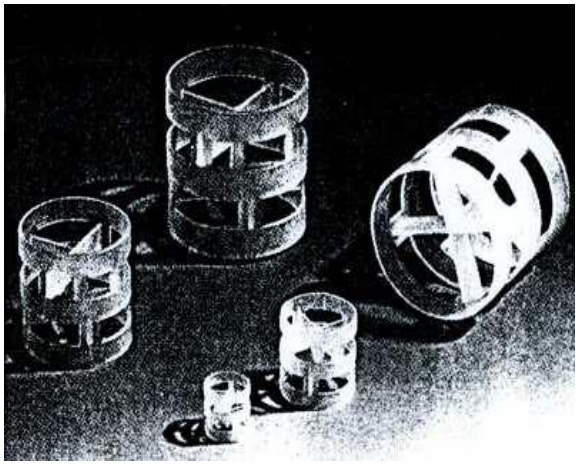
в) Пластмассовые кольца Рашига



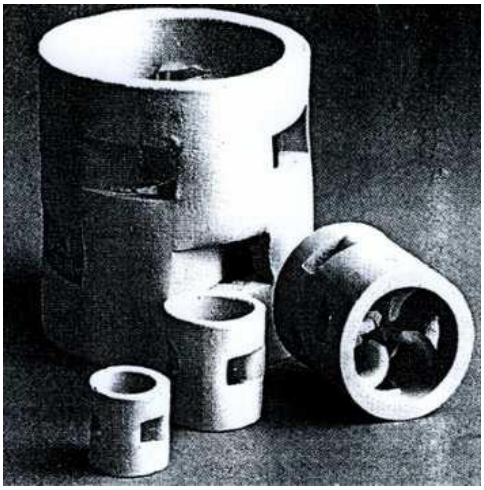
г) Металлические кольца Палля



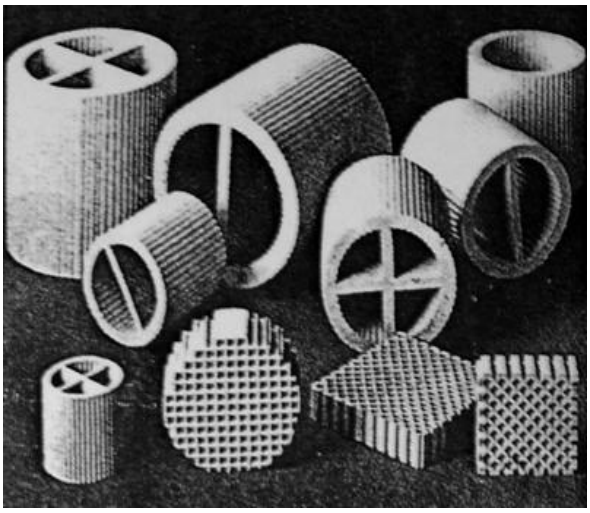
д) Пластмассовые кольца Палля



е) Керамические кольца Палля



ж) Керамические кольца Палля

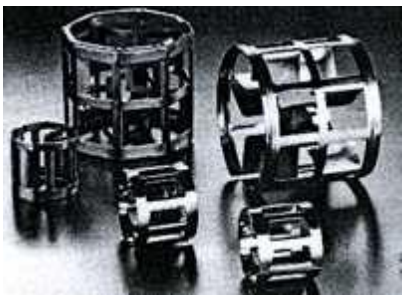


з) На заднем плане керамические кольца Рашига с одной и крестовидной перегородкой

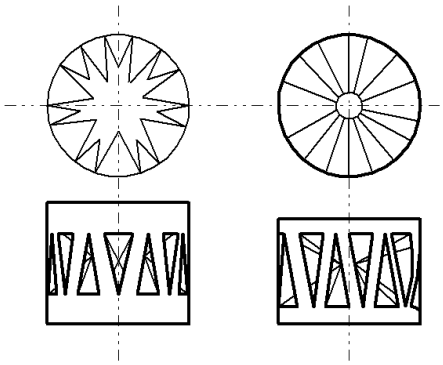
и) Керамические кольца Рашига с одничной, двойной и тройной спиралью

к) Кольца «flexiring»

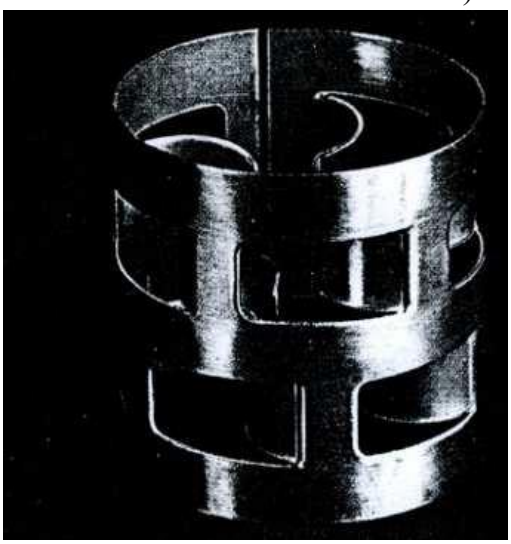
л) Кольца К-РАС



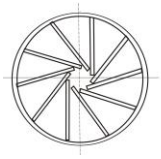
м) Кольцо Кольца Hiflow

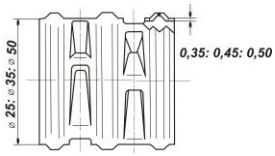


н) Кольца Белецкого



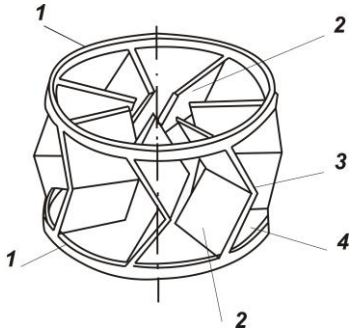
о) Кольцо Хай-Пэк



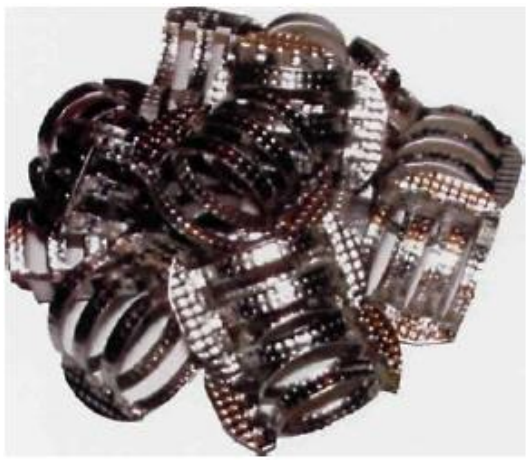


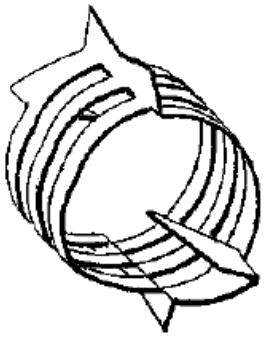
п) Кольца Germania

р) Кольца PSL



с) Модифицированная цилиндрическая насадка





т) Насадки «Инжехим»

Во Всесоюзном НИИ синтетических и натуральных душистых веществ разработана насадка, позволяющая интенсифицировать тепломассообменные процессы за счет увеличения поверхности контакта фаз, улучшения смачивания и омывания потоками поверхности насадки. Разработанная насадка выполнена в виде цилиндрического кольца с внутренним элементом подобно спирали Архимеда, наружный конец которой прикреплен к кольцу, и по всей поверхности насадки имеются отверстия [76].

В целях увеличения пропускной способности изготовлена насадка, представляющая собой две призмообразные фигуры, образованные из попарно отогнутых навстречу одна другой пластин, повернутые одна относительна другой на 90° и имеющие общую перегородку. Каждая пара пластин направлена относительно другой в противоположную сторону. За счет неполной стыковки смежных пластин между ними образуются зазоры. Заготовка может быть выполнена с перфорацией. На двух пластинах, образующих одну из призмообразных фигур, могут быть выполнены косые срезы. Насадка, выполненная с косыми срезами,

позволяет снизить коэффициент использования материала с 1,65 до 1,6 по отношению к насадке без косых срезов [76].

Для повышения эффективности массообмена за счет усиления турбулизации потоков и упрощения изготовления разработана насадка, представляющая собой металлические пластины треугольной формы с поперечным разрезом в направлении прямого угла до половины расстояния между вершиной треугольника и основанием. В полученные разрезы вставляются оба треугольника и их концы заворачивают в противоположные стороны так, что они обхватывают друг друга и не дают насадке распадаться на исходные части [76].

Особую группу насадок составляют седлообразные насадки, основными представителями являются седла Берля и Инталокс. Их эффективность выше, чем у колец Рашига при достаточно высоком гидравлическом сопротивлении и соответственно невысоких предельных нагрузках, благодаря особенности формы, вследствие чего их поверхность лучше смачивается, чем поверхность колец.

Металлические седлообразные насадки имеют форму полукольца с прямоугольной перфорацией и лепестками, отогнутыми вовнутрь (насадка Лева) или лепестками с разрезанными концами и выдавленными дугами (насадка IMTP).

Альтернативой насадкам (кольца Рашига, кольца Палля и др.) являются металлические насадки: миникольца «Koch–Glitsch», «MassTransfer Inc», «Ladder», «ГИАП», «Топ–Пак», «Интерпак», «Инжехим» и ряд других [12,76,110,116,200]. Такие насадки обеспечивают интенсивную турбулизацию потока и практически исключают застойные зоны.

В настоящее время известен ряд конструкций металлических миникольцевых насадок, отличающихся одним или двумя рядами прямоугольной перфорации, дополнительной перфорацией, мелкими круглыми отверстиями на корпусе и на отогнутых лепестках, одной или двумя отбортовками по концам насадочного элемента, количеством (двумя или тремя) вдавленных полос. Ряд конструкций миникольцевых насадок изготавливается из пластмасс. Некоторые конструкции металлических миникольцевых насадок представлены в работе [76].

Не менее широко используемые являются насадки «Инжехим» (г. Казань), применяемые для тепло – и массообменных колонн, газосепараторов и проточных статических смесителей жидких сред (рисунок 1.1), внедренные на многих предприятиях [107,114,116,117,175,177,200].

Элемент насадки «Инжехим» выполнен в виде параллельных цилиндров, которые образованы просечными элементами, расположенными в ряд по высоте, изогнутыми по окружности поочередно внутрь и наружу. При этом цилиндры соединены перемычками и размещены относительно друг друга таким образом, что их диаметральные плоскости образуют боковую поверхность правильной многогранной призмы. Насадка позволяет повысить эффективность тепломассообмена путем увеличения поверхности межфазного контакта за счет уменьшения каплеобразования и равномерного распределения межфазной поверхности по объему тепломассообменного аппарата [76].

Элемент насадки «Инжехим» изготавливают штамповкой из листа или ленты из нержавеющей или углеродистой стали толщиной от 0,3 до 2 мм. При использовании контактной точечной сварки в местах стыка краев по одной из перемычек повышается механическая прочность отштампованного элемента насадки, что позволяет изготавливать ее из более тонкого листового материала и увеличить глубину засыпки без нарушения формы насадки. Насадка способна работать с загрязненными средами. Поверхность листа подвергнута специальной металлообработке, улучшающей растекание жидкости по насадке.

В настоящее время разработано множество вариантов конструкций насадок, более подробный обзор, которых дан в работах [76,116,117,164,175,200]. Конструкции некоторых из них приведены на рисунке 1.1. В таблицах 1–2 приведены характеристики некоторых из видов насадок.

Таблица 1

Характеристики насадок [76,154]

Материал и размер насадки *	Удельная поверхность, $м^2/м^3$	Свободный объем, $м^3/м^3$	Эквивалентный диаметр, м	Число элементов насадки в 1 $м^3$, шт.	Вес 1 $м^3$ насадки, $кг/м^3$
Нерегулярная насадка (загруженная навалом)					
Керамические кольца Рашига					
5×5	1000	0,56	-	-	900
6×6	771,9	0,60-0,62	-	3022936	970
8×8	550,0	0,65	-	1261000	-
10×10×1,5	440	0,65-0,70	0,006	672000-700000	700-820
13×13	370	0,64-0,65	-	378000	840
15×15×2	310-330	0,7	0,009	210000-220000	670-700
16×16×2	300	0,69-0,73	0,0097	189091-192500	730
25×25×2,4	174	0,72-0,81	0,0186	43000	505-680
25×25×3	190-200	0,68-074	0,015	45000-54000	530-670
35×35×4	140	0,76-0,78	0,022	18000-20200	530-610
38×38×4,4	115-150	0,68-0,76	0,0264	12700-13400	570-650
50×50×4,4	92-98	0,74-0,83	0,0332	5500-6000	457-550
50×50×5	90-120	0,7-0,785	0,035	5500-6800	530-630
75×75×9,5	69-92	0,71	0,0412	1900-4500	714-750
80×80×8	60-75	0,77-0,80	-	1950	490-520
100×100	44-75	0,81	-	1850	450
Пластмассовые кольца Рашига					
16×16	350	0,86	-	-	164
25×25	220	0,87	-	-	138
38×38	150	0,90	-	-	82

50×50	110	0,91	-	-	71
80×80	65	0,91	-	-	66
Металлические кольца (стальные) Рашига					
8×8×0,3	630	0,9	-	900000-1500000	750
80×80×8	-	0,74	-	374000	440
10×10×0,5	500	0,88	0,007	770000	960
12×12×0,5	500	-	-	450000	810
15×15×0,25	350	-	-	240000	330
15×15×0,5	350-378	0,917-0,92	0,012	210000-260778	660
16×16×0,3	370	-	-	-	-
25×25×0,5	220	0,92	0,017	46000-55000	640
35×35×1,0	150	-	-	19000	570
50×50×0,8	110	0,95	0,035	5600-7000	430
Керамические кольца Палля					
25×25×3	220-250	0,73-0,74	0,041	45000-54000	610-620
35×35×4	165	0,76	0,018	18500	540
50×50×5	110-120	0,78-0,783	0,026	5500-6800	550
80×80×8	75	0,80	-	1950	520
Металлические (стальные) кольца Палля					
15×15×0,4	368-380	0,9-0,93	0,01	229225-230000	525
25×25×0,6	223-235	0,9-0,954	0,015	52000-53900	471-490
25×25×0,8	220	0,92	-	46000	-
35×35×0,8	139-170	0,9-0,965	0,021	18200-19517	455
38×38×0,8	149,6	0,940-0,952	-	15180-15772	424
50×50×1,0	108-115	0,950-0,951	0,033	5600-6442	393-415
76×76×1,5	72	0,951	-	1830	384
Пластмассовые кольца Палля					
16×16	341	0,87	-	-	-
25×25×3	220-225	0,73-0,887	-	50220-	69

				52300	
35×35	151,1	0,906	-	14870-17000	80
50×50	110	0,92	-	6130-6765	60-68,6
50×50 (Grid)	108,1	0,930	-	6280	-
90	-	0,95	-	1171	40-43
Керамические седла Берля					
12,5	460	0,68	0,006	570000	720
25	260	0,69	0,011	78000	670
38	165	0,7	0,017	30500	670
Керамические седла Инталокс					
12,5	625	0,78	0,005	730000	545
25	255	0,775	0,012	84000	545
38	195	0,81	0,017	9350	530
Инжехим-2003-М					
8×7	745	0,91	0,0049	-	700
Инжехим-2002					
50×40	200	0,95	0,019	-	750
Инжехим-2000					
12	415,95	0,94	0,009	-	700-800
16	268,9	0,944	0,014	-	700-800
24	166,8	0,9645	0,023	-	700-800
35	106,9	0,9765	0,0366	-	700-800
45	100,95	0,9785	0,0388	-	700-800

Таблица 2

Сравнительные характеристики металлических нерегулярных насадок [76]

Наименование насадки	Доля свободного объема, ε, $м^3/м^3$	Удельная поверхность *a*, $м^2/м^3$	Количество в ед. объема, шт./$м^3$	Потеря напора Δ*P*, мм. вод. ст./м	Пропускная способность, отн. %	Эффективность, отн. %
Кольца, 50 мм						
Рашига	0,95	110	5600-7000	100	100	100
Палля	0,96	100	5600-6400	63	120	125
Белецкого	0,95	112	6500	85	120	125
Хайпек	0,95	111	7000	65	120	150
Флексиринг	0,96	102	5500-6500	42	126	-
Германия	0,97	106	6400	60	123	-
Хифлоу	0,98	96	5000	41	138	127
ГИАП	0,96	101	6500	47	133	137
Миникольца, 38 мм						
Каскадные	0,97	188	63700	32	139	144
Глитч	0,97	174	60740	-	-	-
Седлообразные						
Инталокс, 20 мм	0,95	108	12500	32	144	132
Нуттер, 20 мм	0,98	95	13700	41	127	-
Лева, 50 мм	0,98	118	-	47	-	158
Другой формы						
Топ-Пак H=45мм	0,98	110	-	50	138	136
Интерпак 20 мм	0,95	-	213000	60	-	131
Инжехим 60 мм	0,96	103	31000	20	195	153
Флексимакс K4G-400	0,98	86	-	20	200	-

1.4 Методы математического моделирования явлений переноса

Для современных технических устройств зачастую ограничены возможности точного моделирования, в связи с неоднородностью по свойствам сред, во многих случаях сложностью и разнообразием геометрических характеристик потока, действием переменных по объему сил, влиянием лучистого теплообмена при высоких температурах и пр. В таких случаях, реальное физическое моделирование целесообразно заменить математическим моделированием, в котором учитываются все указанные факторы [93].

Исходя из сложности математических расчетов и большого числа влияющих факторов, в основу расчета интенсивности процесса тепломассообмена положены идеализированные математические описания, основанные на критериальных регрессионных уравнениях и позволяющие проводить технические расчеты в строго ограниченном диапазоне значений критериев Re, Pr, Pe и других. Ввиду эмпирического характера применяемых критериальных уравнений их получение требует большого объема экспериментальных исследований. Большой вклад в обобщение экспериментальных данных по тепломассообмену в пористых средах внесли Г.А. Витков, Л.П. Холпанов и С.Н. Шерстнев [34,44], которые графическим путем сопоставили критериальные уравнения по тепло – и массообмену в пористых средах, приводимые в литературе, и получили усредненные регрессионные зависимости. Поиск аналогичных обобщений в литературе не дал положительного результата, поэтому сопоставить результаты работ [34] оказалось не с чем.

Отсутствие общепризнанных и нормативно закрепленных методик анализа тепло – и массообменных процессов в пористых средах затрудняет исследования в этой области и препятствует созданию комплексной теории тепло – и массообмена в пористых слоях.

В настоящее время реальная возможность разработки универсальных методов инженерных расчетов, позволяющих учесть влияние интенсификаторов различной геометрии на гидродинамику и тепломассообмен в каналах, связана с развитием приближенных интегральных методов, основанных на использование наиболее

простых схем математического моделирования. Требуемый в инженерных расчетах уровень приближения допускает использование полуэмпирического подхода, позволяющего вводить наименьшее количество корректирующих эмпирических замыкающих параметров, полученных на основе хорошо доступной экспериментальной информации [9,10,18,103,138].

Существует много различных полуэмпирических теорий турбулентности [40,63,70,94,98,101,103,137,140,179]. В гидродинамике и в теории тепло – и массообмена широко используются методы теории подобия. При построении математических моделей необходимо определять характеристики турбулентного переноса (количество движения, массы, энергии), а так как движение сред в технических устройствах, как правило, бывает турбулентным.

Успешность применения полуэмпирических теорий подтверждает правильность используемого в них подхода. Физической причиной этого является то обстоятельство, что процессы обмена энергией между турбулентностью и осредненным течением протекают медленнее, чем обмен энергией между турбулентными вихрями; для более мелких вихрей этот процесс протекает быстрее, чем для крупномасштабных пульсаций. Гипотезу о существовании во многих случаях «локально равновесной» структуры турбулентности удобно принять в качестве основы для некоторой приближенной теории «локального подобия» в турбулентном переносе. Эта теория локального подобия, как и теория подобия, предназначена для определения формы, в которой наиболее удобно обрабатывать опытные данные или данные численного эксперимента [188].

Фактически во всех полуэмпирических теориях турбулентности предполагается существование некоторого внутреннего равновесия в структуре турбулентности. Действительно, использование наиболее простой формулы типа формулы Прандтля для турбулентного трения равнозначно предположению о том, что характеристики турбулентности в каждой точке потока целиком определяются только локальными характеристиками осредненного течения вблизи этой же точки. Во многих случаях такая гипотеза оказывается правильной. В

более сложных полуэмпирических теориях при применении дифференциальных уравнений для компонент тензора напряжений Рейнольдса и для «масштаба турбулентности» (или для скорости диссипации энергии турбулентности) записываются различные приближенные выражения для отдельных членов этих уравнений (содержащие эмпирические коэффициенты). Задачи со сложной геометрией требуют развития новых полуэмпирических теорий или непосредственного применения прямого численного моделирования [103,200].

При анализе процессов тепло – и массообмена в зернистом слое используются идеализированные модели. Основные упрощения касаются формы и размеров частиц дисперсного слоя (засыпки). Обычно применяют засыпки, состоящие из частиц правильной геометрической формы (шар, цилиндр и др.), имеющие одинаковые размеры или определенный диапазон размеров. Наибольшее число критериальных уравнений тепло – и массообмена получено для засыпок, состоящих из сферических частиц и других типов [29,154]:

$$\mathrm{Nu} = A\mathrm{Re}_{э}^{m}\,\mathrm{Pr}^{n}. \qquad (1.4)$$

Каждой из приводимой зависимости соответствует свой диапазон изменения эквивалентного критерия Рейнольдса. Критерий Прандтля, включенный в состав регрессионных зависимостей, позволяет учесть наряду с гидродинамикой обтекания еще и температурный фактор. Ограниченность применимости приводимых уравнений узкими диапазонами чисел Re, Pr и Pe объясняется следствием сложного влияния большого числа факторов, определяющих закономерности гидродинамики и тепломассопереноса в пористой среде, не учитывающихся полностью и в явном виде в критериальных уравнениях [34,152].

Как известно, тепломассообмен в дисперсных слоях напрямую связан с гидродинамическими особенностями обтекания элементов структуры пористого слоя. Зернистый (насадочный) слой представляет собой совокупность беспорядочно уложенных частиц (насадок) через промежутки между которыми протекает поток жидкости, т.е.

своеобразную крупнозернистую среду, которая должна быть в сильной степени подвержена воздействию различных случайных факторов, связанных с неоднородностью упаковки частиц (насадок) и распределения потока смеси. Вопросу определения гидравлического сопротивления зернистых (насадочных) слоев посвящено большое число обзоров [29,50,76,116] и др.

Обычно слой частиц (насадок) рассматривается либо как система каналов (капилляров) с гидравлическим диаметром $d_э$ (внутренняя задача), либо как совокупность обтекаемых частиц (внешняя задача), наиболее распространенной является канальная модель. К канальной модели относятся известные работы Кармана, Козени, Эргана и многие другие. Зернистый (насадочный) слой как внешняя задача также рассматривается в ряде работ [26,29,50,62]. Однако в данных работах авторами не были учтены два обстоятельства, отличающие обтекание частицы в слое от ее обтекания безграничным потоком, а именно: действие градиента давления на частицу в слое, вызванного присутствием других частиц; струйный характер обтекания в достаточно концентрированных системах. Последнее обстоятельство является крайне важным для понимания гидродинамических процессов в зернистом (насадочном) слое [50].

Также наиболее распространенным методом моделирования структуры потока является метод перехода к элементарной ячейке. Данный метод базируется на следующем предположении [62]: эффективные коэффициенты проводимости систем с упорядоченной и хаотической структурами равны друг другу, если эти структуры адекватны, а свойства компонентов и их концентрации одинаковы. Если реальные гетерогенные структуры упорядочены, то необходимость в данном предположении отпадает. В работе [62] с позиции процессов переноса в упорядоченных и хаотических неоднородных средах подробно рассмотрено предположение об адекватности структуры. Упорядоченная структура обладает дальним порядком; в этом случае, возможно, выделить элементарную ячейку, геометрические и физические свойства которой по определению равны соответствующим свойствам всей системы.

В работе [62] показано применение метода усредненного элемента на примере зернистых систем. Первые попытки анализа в этом направлении встречаются в работах Д. Куни, Ю.М. Смитами и М.Г. Каганера [62]. Особенность их подхода состоит в учете влияния контактов, приходящихся на одну частицу (координационное число n), на поток в зернистой системе. В указанных работах авторы получили полуэмпирические зависимости для проводимости зернистых систем, содержащие эмпирические коэффициенты и имеющие ограниченную сферу применения.

В методе усредненного элемента проводимость гетерогенной системы отыскивается не путем усреднения локальных потоков, градиентов и потенциалов поля в рамках элементарной ячейки, а в результате усреднения геометрических параметров модели гетерогенной системы. Эта операция приводит к выявлению некоторого элемента с усредненными геометрическими параметрами (усредненного элемента) проводимость которого равна проводимости системы в целом.

В молекулярно – кинетической теории, а также в механике дисперсных систем при рассмотрении двухфазных систем, состоящих из жидкости и твердых сферических частиц, используются методы осреднения с целью получения уравнений осредненного движения жидкости и дисперсной фазы.

Уравнения движения гетерогенных сред получают с помощью статистических и феноменологических подходов. В работах [34,56] рассмотрен смешанный подход: основные уравнения выписываются феноменологически, а расшифровка отдельных членов ведется с использованием методов осреднения параметров некоторой микроскопической модели. Это позволяет в ряде случаев обойтись без дополнительных эмпирических включений в теорию.

Для феноменологического описания движения двухфазной среды применяется модель двух взаимно проникающих взаимодействующих континуумов [146], которые действуют друг на друга с помощью эффективных массовых сил. Хотя жидкая фаза "размазывается" на весь объем, в расчете учитывается, что фактически она занимает лишь часть

объема $\varepsilon_{\text{св}}$ и течет не через полное сечение, а через его часть, и в случае хаотического расположения частиц твердой фазы также занимает составляющую долю объема $\varepsilon_{\text{св}}$. Поэтому среднеобъемная скорость жидкости находится как $u_{\text{ср}} = u_0 / \varepsilon_{\text{св}}$, где u_0 – скорость в незагруженном сечении при том же расходе.

Для частиц сферической формы авторами Д. Хаппелем, Р. Пфеффером, К. Касиком и Д. Карберри были получены технические решения, которые подтверждают существование аналогии между процессами переноса теплоты и вещества в слое [19,20,34].

Различие между процессами переноса вещества и теплоты состоит в том, что тепло может переноситься не только по движущейся фазе (жидкость), но и по неподвижной (твердые элементы). Перенос тепла в зернистом (насадочном) слое осуществляется тремя путями [75]: движущейся жидкостью, через твердые частицы и точки их соприкосновения и смешанный перенос через твердые частицы, и обтекающий их поток.

Широкое распространение и апробацию получили расчетные методы определения эффективной теплопроводности дисперсных сред [75]. Они основываются на осреднении геометрических параметров модели элементарной ячейки гетерогенной среды и позволяют детально учесть специфику геометрии решетки. Первые работы такого рода для решеток с кубической симметрией принадлежат Максвеллу и Рэлею. Большой цикл теоретических работ по данной проблематике для хаотических структур выполнен Ю.А. Буевичем с сотрудниками. Эти исследования, основанные на методах ансамблевого осреднения, являются строгими и, несмотря на довольно большую громоздкость вычислений, позволяют получить конечный результат, пригодный для инженерного использования. Так в работе [75] вычислена стационарная эффективная теплопроводность дисперсной среды с одинаковыми сферическими частицами без учета конвекции, каркасной проводимости и излучения. В данной модели фактически вводятся два коэффициента эффективной теплопроводности или конвективной дисперсии – продольной и поперечной.

Пренебрегая смешанным переносом тепла через твердые частицы

и обтекающий их поток, и считая, что перенос тепла между движущейся жидкостью и через твердые частицы и точки их соприкосновения аддитивными, М.Э. Аэров [29] предложил формулу для определения эффективного коэффициента поперечной теплопроводности. Экспериментальными исследованиями поперечной теплопроводности зернистого слоя занимались многие авторы [29,50,154].

В работах [29,75] был проведен анализ процессов продольной теплопроводности с учетом различных механизмов задержки тепла на основе квазигомогенной модели. С помощью ячеистой модели в работе [75] исследовали продольную теплопроводность зернистого слоя, в которой были учтены различные механизмы переноса тепла – через движущуюся и твердую фазы и смешанный механизм, – и задержка тепла твердыми частицами. В монографии М.Э. Аэрова и О.М. Тодеса [29] собраны и систематизированы экспериментальные данные по структуре, гидродинамике и коэффициентам переноса вещества и теплоты в зернистом слое.

При экспериментальном определении теплофизических свойств неоднородных систем или при расчете их температурных полей системы обычно заменяют квазиоднородными телами с некоторыми эффективными свойствами. При этом оценивают размеры представительного элемента системы, коэффициенты переноса которые примерно равны коэффициентам переноса всего массива.

Литературный обзор по вопросу математического моделирования процессов переноса в каналах с хаотичными упаковками (слоями) показал, что теоретический анализ течения теплоносителя в канале, заполненном пористой средой, проводится, как правило, на основе использования уравнений сохранения импульса, массы и энергии с соответствующими начальными и граничными условиями с привлечением различных эмпирических и полуэмпирических зависимостей для определения коэффициентов переноса.

1.5 Эффективность тепло – и массообмена в одно – и двухфазных средах

Совершенство тепло – и массообменного оборудования определяется многими качествами: массой, размерами, стоимостью изготовления и эксплуатации, надежностью и долговечностью в работе, удобством эксплуатации и ремонта и др.

Параметры, характеризующие совершенство тепло – и масообменного оборудования, взаимосвязаны, поэтому при улучшении одного из качеств ухудшается другое.

Существует довольно много методов оценки теплоэнергетической эффективности тепло – и массообменного оборудования [28,45,52,57,88,107,114,151].

В работе [52] представлена простая связь между к.п.д. и основными параметрами при неизменной температуре одного из теплоносителей

$$\eta = 1 - e^{\frac{-kF}{W}}, \tag{1.5}$$

где $W = Gc_p$ – водяной эквивалент жидкости с изменяющейся температурой.

К.п.д. теплообменника, или эффективность нагревания (охлаждения) теплоносителя, характеризует отношение между теплом, фактически полученным (отданным) одним из теплоносителей, и максимально возможным количеством тепла, которое могло быть передано холодному теплоносителю.

Наиболее универсальным методом технико-экономической оценки сравниваемых вариантов интенсификации процессов тепло – и массообмена является метод определения минимума приведенных затрат [88]

$$П = \frac{К}{T} + Э = \min, \tag{1.6}$$

где K – капитальные вложения, T – нормативный срок окупаемости, $Э$ – эксплуатационные затраты.

Однако этот метод требует большого количества исходных данных, которые можно получить на завершающей стадии внедрения разработанного аппарата [88]. Более простой способ оценки эффективности, который можно применять на начальной стадии разработки аппаратов и при модернизации оборудования, является использование коэффициента теплоэнергетической эффективности аппарата.

Для обеспечения выбора оптимальных параметров аппарата, характеристики тепловой эффективности необходимо рассматривать совместно с гидравлическими характеристиками потерь давления в потоке теплоносителя при протекании через аппарат.

При построении гидравлических характеристик основываются [52,57] на том, что основные потери давления связаны с трением и определяются уравнением Дарси. По этому уравнению рассчитываются длины каналов аппарата при различных расходах теплоносителя для ряда постоянных перепадов давления.

Совершенство аппарата и реализуемого в нем способа интенсификации конвективного теплообмена при вынужденном движении рабочих сред характеризует известное отношение, называемое энергетическим коэффициентом, предложенное академиком М.В. Кирпичевым [52,57]

$$E = \frac{Q}{N}, \tag{1.7}$$

где Q – теплота, переданная в аппарате, Вт; N – энергозатраты на преодоление гидравлических сопротивлений, Вт.

Главным недостатком данной зависимости является неоднозначность коэффициента E в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и др.

В комплексной совместной оценке тепломассообменных и энергетических характеристик для массообменных аппаратов

используется комплекс, аналогично полученный на основе выражения (1.7) [107]

$$E = \frac{M}{N}, \tag{1.8}$$

где M – количество переданного вещества из одной фазы в другую, кг/с.

В работе [28] предложена форма записи энергетического коэффициента, в которой исключается влияние величины температурного напора

$$E = \frac{Q}{N}\frac{1}{\Delta t} = \frac{\alpha F \Delta t}{N \Delta t} = \frac{\alpha}{N / F}, \tag{1.9}$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К); Δt – температурный напор, ºС; F – площадь поверхности теплообмена, м^2.

Из выражения (1.9) видно, что интенсивность процесса теплоотдачи связана с энергозатратами на преодоление гидравлических сопротивлений функциональной зависимостью

$$\alpha = f(N). \tag{1.10}$$

В работах [28,52] предложена форма записи энергетического коэффициента, для случая, когда коэффициенты теплоотдачи по разные стороны от поверхности теплообмена соизмеримы

$$E' = \frac{Q}{\Delta t \sum N} = \frac{k F \Delta t}{\sum N \Delta t} = \frac{k}{\sum N / F}, \tag{1.11}$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К); $\sum N$ – мощность на перекачивание обоих теплоносителей, Вт.

Такая форма записи энергетического коэффициента универсальна, сопоставление эффективности различных типов теплообменников проводится по их характеристикам, построенным в координатах k и $\sum N / F$.

Энергетический коэффициент можно записать по форме,

предложенной В.И. Антуфьевым [28]

$$E' = \frac{Q}{N\,\Delta t} = \frac{\alpha}{N/F} = \frac{\alpha}{N/(\Pi \cdot l)}, \tag{1.12}$$

где Π – периметр поперечного сечения канала; l – длина канала.

Для технико – экономического анализа работы теплообменного аппарата применяется метод сопоставления, при котором оптимизация выбора теплообменного аппарата приводится на основе сопоставления аппаратов различных видов.

Зная коэффициенты теплоэнергетической эффективности сопоставляемых конструкций или способов интенсификации теплоотдачи E_1 и E_2, можно определить при равных средних температурах эталонной среды коэффициент относительной теплоэнергетической эффективности [88]

$$\psi = \frac{E_1}{E_2} = \text{const}\,. \tag{1.13}$$

Главным достоинством коэффициента является его постоянное численное значение во всем диапазоне рабочих скоростей при условии, что сопоставление проведено в равных условиях на одной эталонной рабочей среде по методике, приведенной в работе [88].

Сопоставление по относительной интенсивности теплоотдачи (теплопередачи) при фиксированных (равных) энергозатратах N проводится по формуле [88]

$$\psi N = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\,. \tag{1.14}$$

Недостатком коэффициента ψN является его непостоянство при выборе различных фиксированных значениях затрат энергии N, т.е. зависимость от изменения скоростей рабочих сред.

Сравнение относительных удельных энергозатрат при фиксированной равной интенсивности теплоотдачи проводится по

формуле [88]

$$\psi\alpha = \frac{N_1}{N_2}. \tag{1.15}$$

Значение этого коэффициента изменяется с изменением принятого уровня теплоотдачи, что является недостатком для количественных сопоставлений.

При проектировании интенсифицированного теплообменного аппарата с использованием интенсификаторов необходимо стремиться к выгодному соотношению некоторых характерных параметров такого теплообменного аппарата по сравнению с гладкостенным вариантом.

Обычно сравниваются (при прочих равных условиях) размеры теплообменного аппарата F/F_0, их объемы V/V_0, теплопроизводительности Q/Q_0, мощность прокачивания N/N_0 и некоторые др. Величина отношения вычисленных при $Q = \text{idem}$ коэффициентов сопротивления ξ/ξ_0 характеризует соотношение мощностей прокачивания N/N_0. Теплообменные аппараты с различными интенсификаторами целесообразно сопоставлять при следующих одинаковых для всех условиях Re, l, D, N, $(F, G, V) = \text{idem}$.

Коэффициент E' и сопутствующие его определению расчётные данные обеспечивают возможность полноценного сопоставления различных интенсификаторов между собой путем сравнения основных параметров – Q, N, F для каналов (ТА) с интенсификаторами и без них. Дополнительное преимущество данного метода оценки эффективности заключается также в возможности непосредственного сравнения параметров E', Q, N, F, V для разнообразных проектируемых вариантов теплообменных аппаратов без предварительного пересчёта их с целью приведения сравниваемых теплообменных аппаратов к некоторым условным аппаратам, имеющим, например, равные мощности прокачивания или теплопроизводительности.

В литературе [52,114,189] для оценки эффективности использования интенсификаторов теплообмена в теплообменных

аппаратах часто рекомендуется коэффициент $\eta = (\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0)/(\xi/\xi_0)$, который можно представить отношением коэффициентов E' для теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплообмена и для гладкостенного теплообменного аппарата (обычного) и записать в форме $\eta = E'/E'_0$. Можно отметить, что форма записи коэффициента $\eta = E'/E'_0$ в полной мере демонстрирует индивидуальное совершенство и соотношение качеств интенсифицированного и обычного теплообменного аппарата [52,189].

Сравнение интенсивности теплоотдачи в каналах и теплопроизводительности теплообменных аппаратов (каналов) при условии N; $F = \mathrm{idem}$ проводиться также с помощью коэффициентов $R_3 = \alpha/\alpha_0$ (А.Берглс, США) и $K_Q = Q/Q_0$ (В.А. Кирпиков) [52]. Коэффициенты R_3, K_Q удобно применять при проектировании ТА на заранее заданные допустимые потери давления. Фактически эти коэффициенты более предназначены для сопоставления неких условных вариантов ТА (пересчитанных на одинаковую мощность), чем для выполнения роли инструмента ориентировки в процессе реального проектирования.

При этом необходимо отметить, что в ходе проведенного анализа распространённых методов оценки эффективности интенсификаторов теплообмена (ТА) можно заключить, что наиболее обоснованным и лаконичным методом является энергетический коэффициент E (или E'), который широко используется в новейшей литературе [52,57].

Во вновь проектируемых теплообменных аппаратах целесообразно использование интенсификаторов теплообмена лишь при удовлетворении условий: $\alpha > \alpha_0$, $E > E_0$ (выполнение которых должно сопровождаться улучшением одного из главных параметров ТА – Q, N, F). Равенство $E = E_0$ (или незначительное снижение E относительно E_0) допустимо только при модернизации серийного действующего гладкостенного теплообменного аппарата за счёт внедрения в конструкцию теплообменника интенсификаторов теплообмена [52].

Все рассмотреные методы оценки энергетической эффективности

способов интенсификации основаны на соотношении между ростом теплоотдачи (α / α_0) и коэффициентами гидравлического сопротивления (ξ / ξ_0). Реализация задачи наибольшего теплосъема при наименьшем количестве гидропотерь обеспечивается при достижении максимально возможного теплогидродинамического совершенства теплообменного аппарата – $E = \max$.

1.6 Влияние теплофизических свойств среды на эффективность проводимых процессов

Характерной особенностью теплообмена в слое частиц является высокая интенсивность переноса теплоты между теплоносителями. В целом, теплообмен в слое – сложное явление, определяющееся многими факторами [34], главными из которых являются следующие:

1) температура на поверхности и в глубине дисперсного слоя определяется не только передачей теплоты от теплоносителя к частицам материала (внешний теплообмен), но и отводом теплоты внутрь его (внутренний теплообмен);

2) внутренний теплообмен определяется размером и формой частиц, их теплопроводностью и интенсивностью развития тепловых явлений на их поверхности.

Значительное влияние на интенсивность теплоотдачи может оказывать зависимость физических свойств теплоносителей от температуры, в первую очередь вязкости. Вдобавок чем больше перепады температур, тем сильнее меняются вязкости и другие физические параметры по сечению трубы, такие как теплопроводность, теплоёмкость. В свою очередь изменение вязкости приводит к изменению профиля поля скорости, что отражается на интенсивности теплообмена [34].

В работе [143] предложено выражение для расчета среднего коэффициента теплоотдачи, учитывающее зависимость физических свойств от температуры и влияние направления теплового потока.

Для исследования влияния физических свойств теплоносителя на интенсификацию теплообмена в работе описывается эксперимент [79], проводимый при нагревании воды при q = const в гладкой трубе

диаметром 9,5 мм и трубе с искусственными турбулизаторами в виде пирамидок с высотой 0,2 мм. Значение числа Прандтля Pr, характеризующее влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу, изменялось в интервале от 1,15 до 6,7 в диапазоне чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = 4\cdot10^4 \div 4\cdot10^5$. Исходя из экспериментальных данных, с ростом числа Прандтля эффект интенсификации улучшается всего на 5% в области чисел Прандтля Pr = 1÷3. При значении числа Прандтля Pr > 3 отношение коэффициента теплоотдачи в интенсифицированных каналах к коэффициенту теплоотдачи в гладком канале остается постоянным ($\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = \mathrm{const}$), и по мере увеличения числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = 4\cdot10^4 \div 4\cdot10^5$ эффект интенсификации ухудшается на 25 % при $\mathrm{Pr} = 2{,}6 = \mathrm{const}$.

Исследование влияния числа Прандтля Pr на интенсификацию теплообмена также проводилось в трубах с периодическими кольцевыми диафрагмами в более широком диапазоне значений чисел Прандтля (при Pr = 0,7 ÷ 50) при нагревании воздуха, гелия, воды и водоглицериновой смеси. Программы проводимых экспериментов предусматривали получение зависимостей $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Pr})$ при неизменном значении числа Рейнольса [79]. Из представленных результатов следует, что в области значений $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}^*$ изменение числа Прандтля Pr в диапазоне от 0,7 до 50 не влияет на эффект интенсификации, и при $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}^*$ отношение $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$ возрастает на 12 % при переходе с воды на водоглицериновую смесь, при этом на воздухе влияние чисел Рейнольдса Re неизменно.

В.И. Гомелаури [79] были выполнены ряд экспериментальных работ с целью исследования влияния числа Прандтля Pr на интенсификацию теплообмена в кольцевом канале при использовании в качестве теплоносителей воды и трансформаторного масла. Автором было зафиксировано увеличение эффекта интенсификации теплообмена с ростом значений числа Прандтля. При изменении значений Pr примерно от 5 до 80 отношение $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$ возрастает на 13 %.

В работах Смита и Гоуэна [79] описывается значительное влияние числа Прандтля Pr на эффект интенсификации процессов теплообмена,

проводимых в трубах на воде и полиалкине-гликоле в области перехода и слаборазвитой турбулентности. Количественно оценить влияние числа Pr на отношение Nu/Nu_0 не представлялось возможным, т.к. при увеличении значения Re число Прандтля Pr сильно уменьшалось.

В работе Ченнакесавана [3] описан опыт исследования теплоотдачи от нагретой стенки вертикальной медной трубы со слоем насадки высотой 1680 мм к движущейся снизу вверх жидкости. Труба имела внутренний диаметр 57,2 мм, в качестве насадок применялись стеклянные шары; седлообразные насадки; кольца Рашига. Опыты проводились с водой, водным раствором глицерина, толуолом, нитробензолом, что позволило исследовать влияние критерия Прандтля в пределах Pr = 2,7 ÷ 11,7. На основе опытных данных были получены эмпирические уравнения для области чисел Рейнольдса Re = 300 ÷ $4 \cdot 10^4$, где учитывалась вязкость среды при средней температуре потока и температуре стенки трубы.

На основе рассмотренных экспериментальных данных можно сделать вывод о том, что при развитом турбулентном течении число Прандтля Pr слабо влияет на эффект интенсификации в области значений Pr = 0,7÷80, в отдельных случаях отмечена тенденция к улучшению эффекта интенсификации с ростом числа Прандтля. В области перехода и слаборазвитой турбулентности число Прандтля имеет значительное влияние.

В результате приведенного обзора работ по интенсификации явлений переноса можно отметить актуальность данного направления, особенно в связи с планом ЕС («План – 20 – 20 – 20») и программой Российской Федерации до 2020 года [193–197] на снижение энергопотребления, а также разработкой новых контактных устройств, разнообразием теплофизических свойств сред и импортозамещением в различных отраслях промышленности.

2. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЕРЕНОСА ИМПУЛЬСА И ТЕПЛОТЫ

2.1 Введение

В зависимости от условий работы теплообменного аппарата возможны случаи теплообмена при стационарном и нестационарном режимах.

В условиях стационарного режима теплообмен при движении среды через неподвижную насадку имеет место в непрерывно действующих контактных аппаратах. Поток, проходящий через насадочный слой, охлаждается или нагревается через стенки аппарата, при этом в объеме слоя выделяется или поглощается теплота – стационарная во времени при проведении реакций, в которых насадочный слой имеет функции катализатора или инертной насадки. При этом поле температуры в насадке и потоке слабо изменяется во времени [29].

В большинстве случаев течение в каналах турбулентное, поэтому проявляется повышенный интерес к процессам нестационарного конвективного теплообмена в каналах. Теплообмен в условиях нестационарного режима при движении потока через неподвижную насадку имеет место в процессах адсорбции, десорбции, сушки и др. процессах с участием твердой фазы, проводимых в регенеративных теплообменниках насадочного типа, в топках, шахматных печах, генераторах, доменных печах, сушилках, контактных аппаратах и т.п. [29]. При таких условиях теплообмен характеризуется непрерывным

изменением температуры потока и неподвижной насадки во времени в результате нагревания либо охлаждения насадки. В теоретических исследованиях используется гипотеза о квазистационарной турбулентной структуре потока, когда для каждого момента теплообмен рассчитывается по формулам стационарного процесса при параметрах, значения которых равны мгновенным значениям параметров нестационарного процесса в рассматриваемый момент времени.

Большой вклад по математическому моделированию и экспериментальному исследованию процессов в насадочных и зернистых слоях внесли Н.М. Жаворонков, А.Н. Плановский, М.Э. Аэров, А.Е. Шейдеггер, А.М. Каган, А.Г. Касаткин, В.В. Кафаров, В.М. Рамм, В.В. Дильман, Н.Н. Кулов, Л.П. Холпанов, М.И. Фарахов, А.Н. Павленко, А.С. Пушнов, В.Е. Накоряков, Дж. Слеттери, В.Н. Блиничев и многие другие. Опубликованы сотни статей, ряд обзоров и монографий [18,25,29,39,50,57,59,62,63,76,82,90,103,116,117,130,150, 152,154,155,158,161,164,186,200] и др. Однако, несмотря на накопленный обширный теоретический и опытный материал требуется продолжение исследований в данной области. Это связано как с разнообразием конструкций насадок, режимов их работы, так и с импортозамещением зарубежных элементов в различных отраслях промышленности и энергетике.

Весь процесс переноса тепла включает следующие механизмы:

1) Передача тепла от нагретой стенки трубы к потоку теплоносителя, интенсивность этого процесса количественно характеризуется коэффициентом теплоотдачи от стенки.

2) Перенос тепла через контактирующие поверхности элементов насадки и стенок трубы.

3) Перенос тепла в самом потоке теплоносителя. Этот механизм численно характеризуется эффективным коэффициентом теплопроводности.

4) Перенос тепла путем теплообмена на границе раздела поток теплоносителя - поверхность элементов насадки. Численно этот механизм теплопереноса характеризуется коэффициентом теплоотдачи

от элемента насадки к потоку жидкости.

5) Перенос тепла через контактирующие поверхности насадки.

6) Перенос тепла внутри элементов насадки вследствие собственной теплопроводности материала. Интенсивность переноса тепла этим механизмом определяется коэффициентом теплопроводности материала насадки.

Вклад механизма пункта (1) учитывается при записи граничного условия, задаваемого при интегрировании уравнения сохранения тепла в теплоносителе.

Для данной задачи возможны три рода граничных условий:

1. Задается распределение температур на поверхности тела для любого момента времени. Такой случай в простейшем виде соответствует нагреванию или охлаждению тел источником тепла с неизменной температурой.

2. На поверхности тела в отдельных местах для любого момента времени задается удельный поток.

3. Задается температура среды, окружающей тело, а также закон теплоотдачи на поверхности.

Выбор конкретного вида граничного условия определяется конкретными сведениями о решаемой задаче.

Механизм пункта (3) входит в уравнение сохранения тепла, записываемого для теплоносителя, в то время как механизм (4) входит в уравнение теплообмена, служащего для того, чтобы связать температуры твердой частицы и теплоносителя. Механизм пункта (5) входит в уравнение сохранения тепла, записываемого для твердой частицы.

В качестве примера рассмотрим задачу работы реакторов, работающий по принципу вытеснения, когда необходимо организовать процесс теплообмена, реактор по своей конструкции тогда похож на кожухотрубный теплообменник. При этом реагенты могут находиться либо в трубном пространстве, либо в межтрубном. Реакционный объем заполняется частицами твердого катализатора или инертной насадкой для улучшения теплопередачи или контакта между фазами в гетерогенных реакциях. Использование засыпанных в канал хаотичных

мелких элементов (5-25 мм) с большим свободным объемом (~ 90 %), позволяет турбулизировать поток теплоносителя. Интенсивность теплосъема с поверхности трубы возрастает вследствие увеличения скорости движения теплоносителя и развития турбулентности вблизи стенки трубы с одной стороны, и благодаря теплопроводности между стенкой и насадочными элементами, с другой стороны.

Принимая предположения, при исследовании теплообмена для поставленной задачи, будем считать, что механизмы (2), (3), (5), (6) не играют существенной роли.

Примем насадочный слой с движущимся через него потоком как квазигомогенную среду, в которой усреднение температур и скоростей потока производится в объемах, больших, чем объем отдельной насадки, и допускающую описание процесса теплопереноса в дифференциальных и интегродифференциальных уравнениях, решаемых с учетом граничных условий [29].

При описании теплопереноса в каналах с насадками затруднительно установить граничные условия на поверхности каждого элемента насадки. Поэтому в уравнения вводят объемные источники тепла, позволяющие учесть перенос тепла по всему объему насадочного слоя с учетом взаимодействия пор, каналов [103,107].

При такой постановке следует рассматривать процесс теплообмена в каналах с насадками в две стадии: внутренний теплообмен – перенос тепла между потоком и поверхностью насадки и внешний теплообмен – перенос тепла через стенки канала с окружающей средой.

2.2 Гидродинамические характеристики потока в канале с хаотичной насадкой

Процессы теплоотдачи неразрывно связаны с условиями движения теплоносителя, поэтому для процессов теплоотдачи режим движения рабочей среды имеет очень большое значение, так как им определяются механизмы переноса теплоты.

При ламинарном режиме движения вязких сред в гладком канале (трубе) течение имеет спокойный, струйчатый характер. Известно, что

в круглом (гладком) канале при значении числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_d > 2300$ начинает развиваться турбулентность, где $\mathrm{Re}_d = u_0 d / \nu$; u_0 – средняя скорость среды в трубе, м/с; d – диаметр трубы, м; ν – коэффициент кинематической вязкости среды, м^2/с. При турбулентном режиме движения весь поток характеризуется беспорядочно движущимися вихрями, которые непрерывно возникают и затухают. Одной из причин их возникновения является потеря устойчивости ламинарного течения, сопровождающаяся образованием завихрений, которые затем диффундируют в ядро и, развиваясь, заполняют весь поток. Одновременно с этим, вследствие вязкости теплоносителя, эти вихри постепенно затухают и исчезают.

Основные потери давления в гладком канале (трубе) связаны с трением и определяются уравнением Дарси-Вейсбаха [27,44,146]

$$\Delta P_0 = \xi_0 \frac{L}{d} \frac{\rho u_0^2}{2}, \tag{2.1}$$

где ξ_0 – коэффициент гидравлического сопротивления; ρ – плотность среды, кг/м^3; L – характерный размер (длина канала), м.

Коэффициент гидравлического сопротивления для трубы ξ_0 при $\mathrm{Re}_d < 2300$ имеет вид [27,97,135]

$$\xi_0 = \frac{64}{\mathrm{Re}_d}, \tag{2.2}$$

при $4000 < \mathrm{Re}_d < 10^5$ по формуле Блазиуса

$$\xi_0 = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}_d^{0{,}25}}, \tag{2.3}$$

при $\mathrm{Re}_d > 10^5$ по выражению Никурадзе

$$\xi_0 = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{\mathrm{Re}_d^{0{,}237}}. \qquad (2.4)$$

Далее рассмотрен процесс теплообмена в каналах при различных режимах движения потока.

При ламинарном режиме течения перенос теплоты в основном осуществляется в направлении нормали к стенке путем теплопроводности. В то же время каждый слой имеет в общем случае различную скорость продольного движения. Поэтому наряду с поперечным переносом теплоты путем теплопроводности происходит также перенос теплоты в продольном направлении. По мере движения потока между жидкостью и стенкой происходит процесс теплообмена и температура жидкости постепенно изменяется [143,161].

При турбулентном режиме движения перенос теплоты осуществляется теплопроводностью лишь в тепловом подслое, а внутри турбулентного ядра осуществляется в основном путем интенсивного перемешивания частиц теплоносителя. В тонком слое у поверхности, из-за наличия вязкого трения, течение теплоносителя затормаживается и скорость падает до нуля. При этом процесс перемешивания протекает настолько интенсивно, что по сечению ядра потока температура теплоносителя практически постоянна. Резкое изменение температуры наблюдается лишь внутри тонкого слоя у поверхности. В этих условиях интенсивность теплоотдачи определяется термическим сопротивлением пристенного подслоя, которое по сравнению с термическим сопротивлением ядра оказывается определяющим. При интенсификации теплообмена стремятся достичь меньшей толщины пограничного слоя или полного его разрушения.

Использование в каналах (трубе), в качестве интенсификатора теплообмена, стационарного хаотичного насадочного слоя (упаковки), обеспечивает переход от ламинарного течения теплоносителя к интенсивному турбулентному. Современные насадки, которые по форме значительно отличаются от колец и седел, способствуют развитию интенсивной турбулентности в ядре потока.

Элементы насадок, образованные изогнутыми полосами

металлической ленты шириной 3-5 мм, имеют особенности по формированию пограничного слоя. При контакте турбулентного потока с обтекаемой поверхностью на передней кромке образуется ламинарный пограничный слой. При достижении некоторого критического размера ламинарное движение в пограничном слое становится неустойчивым и развивается турбулентность. Для элементов насадок, расположенных далее первого ряда, начальный участок ламинарного слоя подвержен турбулентным воздействиям из ядра потока. Такой пограничный слой классифицируется как псевдоламинарный [40,67,102]. Очевидно, что пограничный слой на каждом элементе насадок формируется заново.

Поскольку насадки могут быть разнообразной формы (кольца, седла, спирали, шары и т.д.) [76,154,164], то каналы, образованные пустотами в слоях этих материалов, имеют сложную конфигурацию. Поэтому при движении жидкости через неподвижные слои поток одновременно обтекает отдельные элементы слоя и движется внутри каналов сложной формы. Турбулентность в хаотичных насадочных слоях возникает значительно раньше, чем в гладких каналах (трубах), и начинает развиваться при числе Рейнольдса $\mathrm{Re}_э > 40$, где $\mathrm{Re}_э = u_{ср} d_э / \nu$; $u_{ср}$ – средняя скорость среды в насадочном слое, м/с; $d_э$ – эквивалентный диаметр насадки, м. Границе ламинарного режима соответствуют значения $\mathrm{Re}_э = 15 \div 40$, а полностью развитый турбулентный режим наступает при значениях чисел Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ от $2 \cdot 10^3$ до $6 \cdot 10^3$ [29,154].

Для насадки между значениями скоростей $u_{ср}$ и u_0 используется связь $u_{ср} = u_0 / \varepsilon_{св}$, т.е. чем меньше свободный объем насадочного слоя, тем выше скорость в слое. Тогда число Рейнольдса для насадки составит значение $\mathrm{Re}_э = \dfrac{\mathrm{Re}_d d_э}{d\, \varepsilon_{св}}$.

При любом режиме течения в канале (трубе) интенсификация теплоотдачи почти всегда приводит к росту гидравлического сопротивления. В этих условиях основная задача сводится к определению гидравлического сопротивления этого слоя и отыскания

оптимальных условий проведения процессов в каналах, заполненных неподвижными слоями из насадок.

Потери давления в канале (или в колонне), заполненном стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем), определяются известным уравнением [154]

$$\Delta P = \xi \frac{H}{d_э} \frac{\rho u_0^2}{2\varepsilon_{св}^2}, \tag{2.5}$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя, который зависит от конструкции элементов и гидродинамического режима движения потока через слои насадок $\xi = f(\mathrm{Re})$; H – длина хаотичной насадочной упаковки (слоя), м [29,154].

При переходе от ламинарного к турбулентному течению без характерного скачка, связанного с переходом к турбулентному режиму, наблюдается постепенное изменение сопротивления. Известно, что при данном переходе наблюдается плавное уменьшение коэффициента гидравлического сопротивления, поскольку для ламинарных режимов характерны более низкие скорости, но коэффициент гидравлического сопротивления обычно получается больше, чем при турбулентном режиме. В целом при ламинарном режиме течения гидравлические потери значительно меньше, чем при турбулентном, поскольку при турбулентном режиме происходит расход энергии потока на преодоление вязкости и создание вихрей.

Далее приводятся известные эмпирические выражения для коэффициентов гидравлического сопротивления наиболее распространенных насадочных элементов, используемых при расчетах:
для кольцевых насадок (при $\mathrm{Re}_э > 40$) [154]

$$\xi = \frac{16}{\mathrm{Re}_э^{0,2}}, \tag{2.6}$$

для насадок «Инжехим – 2003М» (при $\mathrm{Re}_э > 100$) [76,175,176]

$$\xi = \frac{26{,}18}{\mathrm{Re}_{э}^{0{,}248}}, \tag{2.7}$$

для насадок «Инжехим – 2002» (при $\mathrm{Re}_{э} > 500$) [175,176]

$$\xi = 1{,}34\left(\frac{64}{\mathrm{Re}_{э}} + \frac{1{,}8}{\mathrm{Re}_{э}^{0{,}08}}\right), \tag{2.8}$$

для насадок «Инжехим – 2000» (при $\mathrm{Re}_{э} > 500$) [76,175,176]

$$\xi = \frac{4{,}99}{\mathrm{Re}_{э}^{0{,}04}}, \tag{2.9}$$

для насадок шарообразной формы (при $\mathrm{Re}_{э} > 2000$) [29]

$$\xi = \frac{4{,}36}{\mathrm{Re}_{э}^{0{,}14}}, \tag{2.10}$$

и при $\mathrm{Re}_{э} < 2000$

$$\xi = 4\left(\frac{36{,}3}{\mathrm{Re}_{э}} + 0{,}45\right), \tag{2.11}$$

для седлообразных насадок [154]

$$\xi = \frac{133}{\mathrm{Re}_{э}} + 2{,}34, \tag{2.12}$$

для насадок из металлических цилиндров и капроновых гранул в виде параллепипедов при $200 \le \mathrm{Re}_{э} \le 7000$ [38]

$$\xi = \frac{11{,}6}{\mathrm{Re}_{э}^{0{,}25}}. \tag{2.13}$$

Следует отметить, что коэффициент сопротивления ξ находится экспериментально по значениям ΔP на основе применения формулы (2.5).

2.3 Уравнение теплопереноса в хаотичном слое

Представим хаотичный насадочный слой в виде совокупности параллельных эквивалентных каналов с поправкой на извилистость Дэвидсона $\kappa = \pi / 2$ [154,174].

Схема канала с насадкой показана на рисунке 2.1, а вид канала с насадкой «Инжехим» на рисунке 2.2.

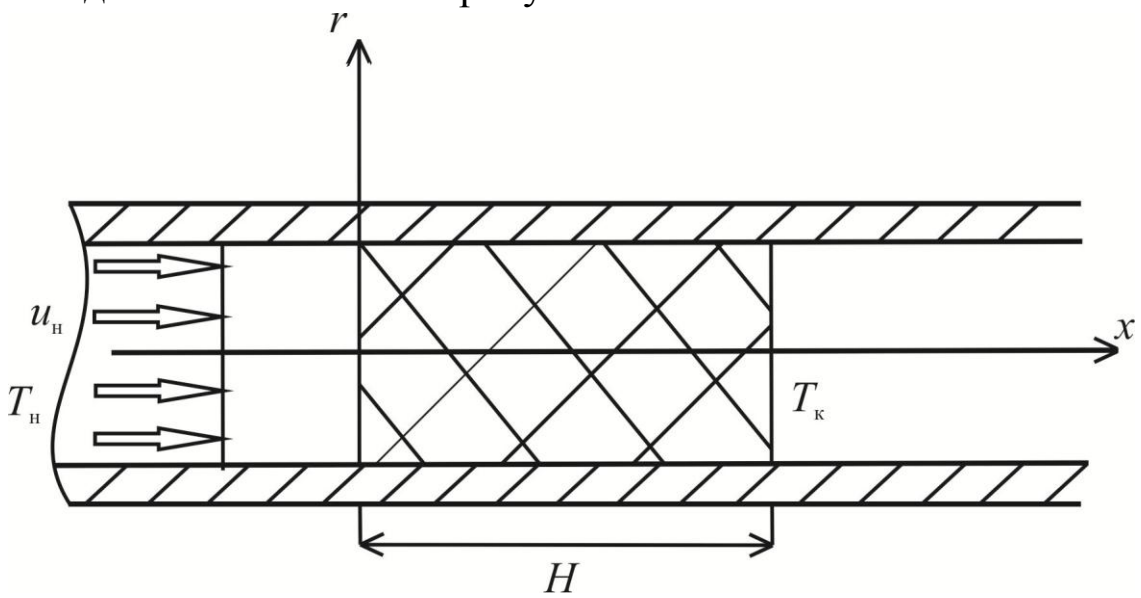


Рис. 2.1. Схема проточного канала с насадкой

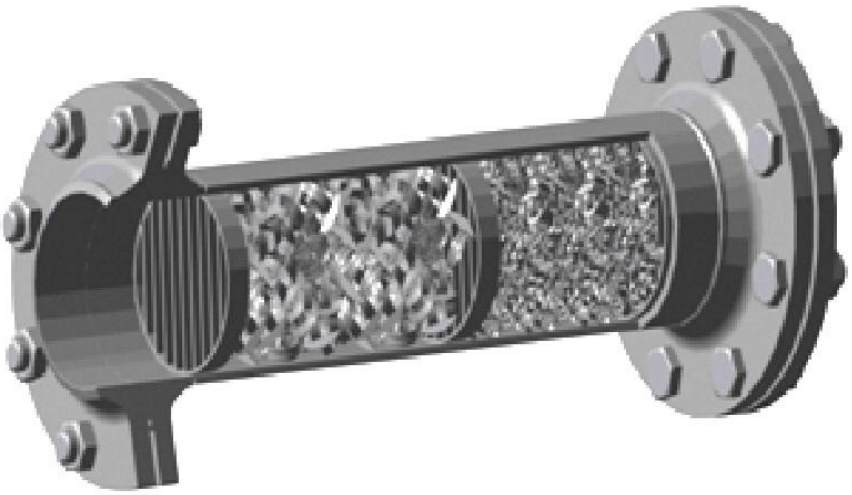


Рис. 2.2. Вид канала с насадкой «Инжехим»

Дифференциальное уравнение стационарного теплопереноса в однофазном потоке жидкости в эквивалентном цилиндрическом канале имеет известный вид

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\left(\lambda + \lambda_{\text{т}}\right)\frac{\partial T}{\partial r}\right], \tag{2.14}$$

где u – скорость среды, м/с; T – температура среды; ρ – плотность среды, кг/м^3; c_p – теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К); x – продольная координата, м; r – радиальная координата, м; λ, $\lambda_{\text{т}}$ – коэффициенты молекулярной и турбулентной теплопроводности, Вт/(м·К).

К уравнению (2.14) устанавливаются граничные условия

при $x = 0$; $T = T_{\text{н}}$ (вход),

при $r = 0$; $\dfrac{\partial T}{\partial r} = 0$ (ось симметрии),

при $r = r_{\text{ст}}$; $\dfrac{\lambda \partial T}{\partial r} = \alpha\left(T - T_{\text{ст}}\right)$ (на поверхности),

при $x = H$; $\dfrac{\partial T}{\partial x} = 0$ (выход).

При линейном изменении температуры на стенке поток тепла через некоторую поверхность $2\pi rH$, равен

$$q_r = -2\pi r\left(\lambda + \lambda_{\text{т}}\right)\frac{\partial T}{\partial r}, \tag{2.15}$$

и уравнение (2.14) можно переписать в виде

$$\frac{\partial q_r}{\partial r} = 2\pi r \rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x}. \tag{2.16}$$

Частный интеграл выражает поток тепла в объеме среды, ограниченном рассматриваемой контрольной поверхностью радиуса R и имеет вид

$$-\int_0^R \frac{\partial q_r}{\partial r} dr = q_r . \qquad (2.17)$$

Взяв частные интегралы по радиусу от обеих частей уравнения (2.14), записывают [96,98]

$$-\frac{q_r}{2\pi\lambda} = \left(1 + \Pr \frac{\nu_т}{\nu}\right) r \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \int_0^r ur \frac{\partial T}{\partial x} dr , \qquad (2.18)$$

и далее, вычисляя частный интеграл

$$\int_r^{R_0} \frac{\partial T}{\partial r} dr = T - T_{ст} , \qquad (2.19)$$

получают температуру потока на рассматриваемой контрольной поверхности радиуса R в сечении x (Pr – число Прандтля, характеризующее соотношение между переносом теплоты и импульса).

Совместное решение уравнений (2.18), (2.19) принимает вид [96,98]

$$T - T_{ст} = \frac{1}{\alpha} \int_r^{R_0} \left[\frac{\int_0^r u \frac{\partial T}{\partial x} dr}{\left(1 + \Pr \frac{\nu_т}{\nu}\right) r} \right] dr , \qquad (2.20)$$

Для решения данного выражения необходимы функции для расчета коэффициентов турбулентной вязкости $\nu_т(r)$ и теплоотдачи α.

2.4 Модель турбулентной вязкости

В данном разделе рассмотрен вывод выражения для расчета среднего коэффициента турбулентной вязкости в ядре потока хаотичного слоя [124].

При переходе от ламинарного режима течения к турбулентному, согласно Рейнольдсу, появляются дополнительные касательные

напряжения, которые являются важной характеристикой любого аппарата.

Следуя определению Прандтля, касательное напряжение находится как

$$\tau_{\text{т}} = \rho \overline{v'u'}, \tag{2.21}$$

где v' и u' – поперечная и продольная составляющие пульсационной скорости, м/с.

Для описания процесса переноса импульса Буссинеск предположил, что турбулентное касательное напряжение определяется формулой, аналогичной закону трения Ньютона

$$\tau_{\text{т}} = -\mu_{\text{т}} \frac{\overline{du}}{dy} = -\rho \nu_{\text{т}} \frac{\overline{du}}{dy}, \tag{2.22}$$

где $\bar{u}$ – осредненная скорость среды, м/с; y – поперечная координата к стенке канала, м; $\mu_{\text{т}}$ – коэффициент динамической турбулентной вязкости, Па·с (зависит от распределения скоростей); $\nu_{\text{т}} = \mu_{\text{т}} / \rho$ – коэффициент кинематической турбулентной вязкости, м^2/с.

Из гипотез Прандтля и Буссинеска следует, что коэффициент турбулентной вязкости определяется по формуле

$$\nu_{\text{т}} = l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right|, \tag{2.23}$$

где l – длина пути перемешивания, характеризующая средний размер турбулентных возмущений (масштаб турбулентности) в данной точке.

Рассмотрим [63,65] определение коэффициента турбулентной вязкости в ядре потока при однородной изотропной турбулентности на основе теоретического подхода, согласно которому компоненты пульсационной скорости и их частные производные во всех направлениях одинаковы.

Для локальной изотропной турбулентности в случае свободных

турбулентных потоков средние квадраты частных производных компонент пульсационной скорости можно выразить в виде краткого среднего квадрата частной производной $d\nu'/dx_1$.

Тогда скорость диссипации энергии турбулентности в пограничном слое запишется в форме

$$\varepsilon = 15\nu\left(\frac{d\nu'}{dx_1}\right)^2. \tag{2.24}$$

В условиях локальной изотропной турбулентности за внешней границей пограничного слоя соотношение изотропности записывается в виде

$$\left(\overline{\frac{d\nu'}{dx_1}}\right)^2 = \frac{1}{2}\left(\overline{\frac{du'}{dx_1}}\right)^2, \tag{2.25}$$

где $d\nu'/dx_1$ – производная от поперечной пульсационной скорости в продольном направлении Ox; du'/dx_1 – производная от продольной составляющей u'.

Тогда для энергии турбулентности ε изотропного движения за пределами пограничного слоя следует соотношение [182]

$$\varepsilon = \frac{15}{2}\nu\left(\frac{du'}{dy}\right)^2. \tag{2.26}$$

Используя приближенное соотношение

$$\left(\overline{\frac{du'}{dy}}\right)^2 = \overline{\frac{du'}{dy}}\,\overline{\frac{du'}{dy}}, \tag{2.27}$$

запишем

$$\varepsilon = \frac{15}{2}\nu\frac{du'}{dy}\cdot\frac{du'}{dy}. \qquad (2.28)$$

Таунсенд представил скорость диссипации энергии, принимая турбулентность в канале близкой к изотропной, в виде [23]

$$\varepsilon \sim \frac{(v')^3}{l}. \qquad (2.29)$$

Среднее значение коэффициента турбулентной вязкости (гипотеза Клаузера) в ядре потока из выражения (2.28) (т.е. при $y \geq \delta$) с учетом (2.29) и $\nu_{\text{т}} = v'l$ примет вид [63,103]

$$\nu_{\text{т}} = 7{,}5\frac{u_*^4}{\bar{\varepsilon}}, \qquad (2.30)$$

где $\bar{\varepsilon}$ – средняя объемная скорость диссипации энергии, м^2/с^3; $u_* = \sqrt{\tau_{\text{ст}}/\rho}$ – в теории пограничного слоя используется понятие динамической скорости трения, м/с; ρ – плотность среды, кг/м^3; $\tau_{\text{ст}}$ – касательное напряжение на стенке, Па; при изотропной турбулентности $u_* \approx \sqrt{v'u'}$ при $y > \delta_1$ [94,95].

Турбулентная вязкость в пустотелом канале

Рассмотрим установившееся турбулентное движение несжимаемой жидкости в круглой трубе без элементов интенсификации.

Для определения коэффициента турбулентной вязкости широко используется функция

$$\nu_{\text{т}} = f(u_*, \nu, y). \qquad (2.31)$$

Можно выделить наиболее простые зависимости для коэффициента турбулентной вязкости $\nu_{\text{т}}(y)$:

– Х.Б. Сквайр [21]:

$$\nu_{\text{т}} = 0, \qquad \text{при} \qquad 0 \le y^{+} \le 7{,}8; \qquad (2.32)$$

$$\nu_{\text{т}} = \chi u_{*}(y - 7{,}8\nu), \qquad \text{при} \qquad y^{+} > 7{,}8; \qquad (2.33)$$

– М.Д. Миллионщиков [140], И.О. Хинце [182], В.В. Ловчиков [46]:

$$\nu_{\text{т}} = 0, \qquad \text{при} \qquad y < \delta; \qquad (2.34)$$

$$\nu_{\text{т}} = \chi u_{*}(y - \delta), \qquad \text{при} \qquad y > \delta; \qquad (2.35)$$

– С.Ф. Фильдышев [178]:

$$\nu_{\text{т}} = \chi u_{*} y, \qquad \text{при} \qquad y^{+} > 11{,}6; \qquad (2.36)$$

– А.Д. Альтшуль [27]:

$$\nu_{\text{т}} = \nu + \chi u_{*} y, \qquad (2.37)$$

где $y^{+} = u_{*} y / \nu$ – безразмерная координата; $\chi = 0{,}4$ – константа турбулентности; δ – толщина турбулентного пограничного слоя, м.

Следует отметить, что в ядре потока, как в моделях Прандтля, так и Кармана используется зависимость (2.36). Причем часто для практических расчетов принимают среднее значение $\nu_{\text{т}} \approx \text{const}$ за пределами пристенного слоя.

Из выражения (2.36) запишем среднее значение турбулентной вязкости за пределами пограничного слоя (при $y \ge \delta$)

$$\nu_{\text{т}} = \chi u_{*} \delta. \qquad (2.38)$$

Известно, что за пределами пограничного слоя турбулентная вязкость значительно превосходит молекулярную $\nu_{\text{т}} >> \nu$.

Выражение для расчета средней динамической скорости следует из уравнения баланса сил в трубе и имеет известный вид

$$u_* = u_0 \sqrt{\xi_0 / 8}\,. \tag{2.39}$$

Среднюю скорость диссипации энергии в пристенном слое запишем в форме [123,131]

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\tau_{\text{ст}} u_0 F}{\rho F \delta} = \frac{u_0 u_*^2}{\delta} = \frac{u_0^3 \xi_0}{8\delta}\,, \tag{2.40}$$

где F – внутренняя площадь поверхности трубы, м^2.

Выражение (2.40) также можно записать, используя перепад давления в трубе [123]

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\Delta P S u_0}{\rho F \delta} = \frac{u_0^3 \xi_0}{8\delta}\,, \tag{2.41}$$

где S – площадь поперечного сечения канала (трубы), м^2.

При записи формул (2.40) и (2.41) учитывается, что $d >> \delta$.

Как видно правая часть уравнений (2.40) и (2.41) полностью совпадает.

Среднюю толщину турбулентного пограничного слоя найдем, используя логарифмический профиль скорости в трубе [135]

$$\frac{u}{u_*} = 5{,}75\ \lg \frac{y u_*}{\nu} + 5{,}5 = 2{,}5 \ln \frac{y u_*}{\nu} + 5{,}5\,. \tag{2.42}$$

Отсюда при $y = \delta$ и $u = u_0$ получим

$$\delta = \frac{\nu}{u_*} \exp\left[0{,}4\left(\frac{u_0}{u_*} - 5{,}5\right)\right], \tag{2.43}$$

или запишем в виде безразмерного комплекса [124]

$$R_\delta = \exp\left[0{,}4\left(\frac{u_0}{u_*} - 5{,}5\right)\right], \tag{2.44}$$

где $u_0 / u_* = \sqrt{8/\xi_0}$ из выражения (2.39).

Также значение δ можно получить, используя степенной профиль скорости при $40 < y^+ < 700$ [188]

$$\frac{u}{u_*} = 8{,}74\left(\frac{y\ u_*}{\nu}\right)^{1/7}. \tag{2.45}$$

При $y = \delta$, $u = u_0$ и из (2.45) и (2.39) имеем

$$\delta = \frac{\nu}{u_*}\left(\frac{\sqrt{8}}{8{,}74\sqrt{\xi_0}}\right)^7, \tag{2.46}$$

или в виде безразмерного комплекса

$$R_\delta = \left(\frac{\sqrt{8}}{8{,}74\sqrt{\xi_0}}\right)^7 = \left(\frac{0{,}324}{\sqrt{\xi_0}}\right)^7. \tag{2.47}$$

Выражения (2.44) и (2.47) показывают близкие результаты расчета.

Расчеты отношения δ / R дают значения в пределах $\delta / R = 0{,}2 \div 0{,}3$ при $\mathrm{Re}_d = 10^4 \div 2 \cdot 10^5$, где R – радиус трубы, м.

Из выражений (2.38), (2.39) с δ (2.43) получим

$$\nu_\text{т} = \chi\nu \exp\left[0{,}4\left(\sqrt{\frac{8}{\xi_0}} - 5{,}5\right)\right], \tag{2.48}$$

и с δ (2.46) имеем

$$\nu_\text{т} = \chi\nu\left(8{,}74\sqrt{\xi_0/8}\right)^{-7}. \tag{2.49}$$

Из выражений (2.30), (2.39), (2.40) с δ (2.43) запишем [124]

$$\nu_{\text{т}} = 0{,}937\nu\sqrt{8\xi_0}\exp\left[0{,}4\left(\sqrt{\frac{8}{\xi_0}} - 5{,}5\right)\right] = 2{,}65\nu\sqrt{\xi_0}\exp\left[0{,}4\left(\sqrt{\frac{8}{\xi_0}} - 5{,}5\right)\right] \quad (2.50)$$

или с применением выражения (2.44) имеем

$$\frac{\nu_{\text{т}}}{\nu} = 2{,}65R_\delta\sqrt{\xi_0}\,. \quad (2.51)$$

По полученным формулам для средних значений коэффициентов турбулентной вязкости сделаны расчеты и построены зависимости $\nu_{\text{т}}/\nu$ от числа Рейнольдса Re_d.

Коэффициент турбулентной вязкости вычислялся по распределению осредненной скорости и турбулентного напряжения сдвига, при этом принималось: труба длиной L = 5 м; внутренний диаметр трубы $d_{\text{тр}} = 0{,}247$ м; максимальная осредненная скорость воздуха в трубе u до 40 м/с.

На рисунке 2.3 представлены зависимости $\nu_{\text{т}}/\nu$ от числа Re_d, полученные по формулам (2.48) и (2.50), а на рисунке 2.4 сравнение расчетных значений по формулам (2.48) и (2.50) с экспериментальными данными исследований Лауфера [182] для ядра потока, т.е. где $\nu_{\text{т}} \approx \text{const}$ (при $y > \delta$).

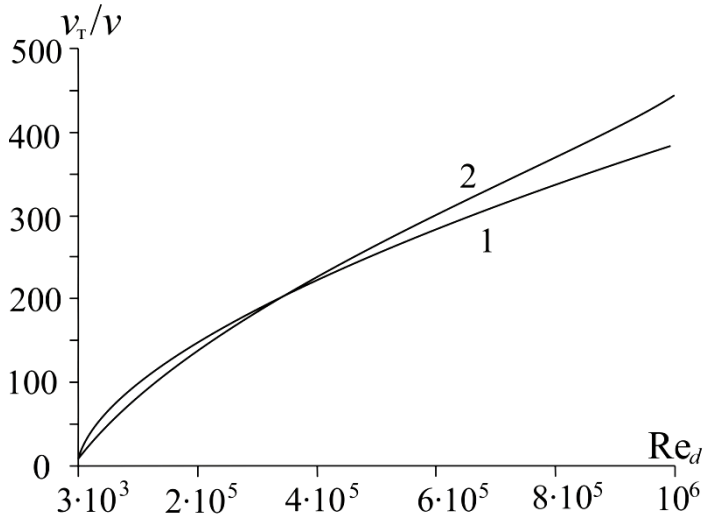


Рис. 2.3. Зависимость $\nu_{\text{т}}/\nu$ от числа Re_d в трубе ($d_{\text{тр}} = 0{,}247$ м; $\nu = 10^{-6}$): 1– расчет по формуле (2.50); 2 – расчет по формуле (2.48).

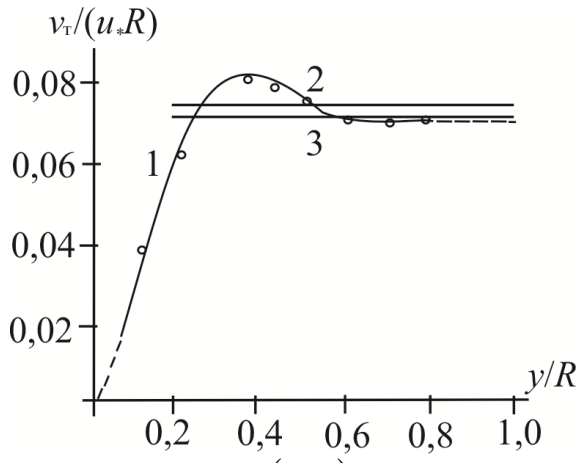


Рис. 2.4. Зависимость величины $\nu_т/(u_*R)$ от безразмерного расстояния до стенки y/R для полностью турбулентной области течения [182]: 1 – по результатам экспериментальных исследований Лауфера; 2 – расчетные значения по (2.50); 3 – расчетные значения по (2.48).

Из представленных расчетов видно удовлетворительное согласование результатов вычислений средних значений коэффииентов турбулентной вязкости $\nu_т$ с использованием теории изотропной турбулентности и модели пограничного слоя Прандтля.

Турбулентная вязкость в канале с насадкой

Рассмотрим установившееся турбулентное движение несжимаемой жидкости в канале со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем). Известно, что установившийся режим наступает на расстоянии (5-7)$d_э$ от входа в слой [29].

В каналах со сложной геометрией среднее касательное напряжение на стенке выражают через среднюю объемную скорость диссипации энергии. Среднюю объемную скорость диссипацию энергии в слое насадки выразим через перепад давления

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\Delta P S u_0}{V_{нас}} = \frac{\Delta P u_0}{H \varepsilon_{св}}, \qquad (2.52)$$

где S – площадь поперечного сечения канала, м^2; u_0 – средняя скорость среды в канале без учета насадки (фиктивная скорость), м/с; $V_{нас} = HS\varepsilon_{св}$ – объем жидкости в насадочном слое, м^3.

Используя выражение для перепада давления (2.5) насадочного слоя, запишем [154]

$$\frac{\Delta P}{H} = \frac{\xi u_0^2 \rho a_\nu}{8\varepsilon_{\text{св}}^3}, \tag{2.53}$$

выражение (2.52) получит вид

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\xi u_0^3 \rho a_\nu}{8\varepsilon_{\text{св}}^4}, \text{ или } \bar{\varepsilon} = \frac{\xi u_{\text{ср}}^3 \rho}{2d_{\text{э}}}. \tag{2.54}$$

Уравнение, характеризующее скорость диссипации энергии ε для ламинарного подслоя, представляется выражением

$$\varepsilon = \rho\nu\left(\frac{du}{dy}\right)^2. \tag{2.55}$$

Исключив величину производной и подставив найденное при этом значение касательного напряжения, записывают [165]

$$\tau_{\text{ст}} = \kappa^2\left(\rho\nu\bar{\varepsilon}\right)^{1/2}. \tag{2.56}$$

Из (2.54) и (2.56) среднее касательное напряжение получит форму

$$\tau_{\text{ст}} = \kappa^2 \frac{u_0\rho}{\varepsilon_{\text{св}}^2}\left(\frac{\xi\nu u_0 a_\nu}{8}\right)^{1/2}. \tag{2.57}$$

Отсюда можно вычислить среднюю динамическую скорость $u_* = \sqrt{\tau_{\text{ст}} / \rho}$.

Для ламинарного режима $\kappa = 1{,}0$, а для турбулентного $\kappa = 1{,}8 - 2{,}0$ [118,123].

Коэффициент турбулентной вязкости при $y \geq \delta$ найдем с использованием модели локальной изотропной турбулентности по

уравнению (2.30) с $\bar{\varepsilon} = u_{\text{ср}} u_*^2 / \delta$.

В результате имеем

$$\nu_{\text{т}} = 7{,}5\delta \frac{u_*^2}{u_{\text{ср}}}. \tag{2.58}$$

В работах [66,130] из (2.57) получено выражение для расчета средней динамической скорости на поверхности неупорядоченных насадок в виде ($40 < \text{Re}_{\text{э}} < 2 \cdot 10^5$)

$$u_* = 1{,}85 \left(\frac{\xi u_{\text{ср}}^3 \nu}{2 d_{\text{э}}} \right)^{1/4} = 1{,}85 \frac{\nu}{d_{\text{э}}} \text{Re}_{\text{э}}^{0{,}75} (\xi / 2)^{0{,}25}. \tag{2.59}$$

Или отсюда $u_* = 1{,}55 u_{\text{ср}} (\xi / \text{Re}_{\text{э}})^{0{,}25}$, $u_{\text{ср}} = u_0 / \varepsilon_{\text{св}}$.

Из выражений (2.58) и (2.59) получим формулу для расчета среднего коэффициента турбулентной вязкости в слое ($\text{Re}_{\text{э}} > 40$)

$$\nu_{\text{т}} = 24{,}3\delta \left(\frac{\Delta P \nu}{u_{\text{ср}} H \rho} \right)^{1/2} = 24{,}3\delta \left(\frac{\xi u_{\text{ср}} \nu}{2 d_{\text{э}}} \right)^{1/2}. \tag{2.60}$$

Расчеты показывают [123], что можно принять $\delta \approx (0{,}2 \div 0{,}25) d_{\text{э}}$, пренебрегая участком гидродинамической стабилизации поля скоростей. Это следует для полностью развитого турбулентного гидродинамического пограничного слоя в насадке: $\delta \approx \varepsilon_{\text{св}} / a_\nu \approx 0{,}25 d_{\text{э}}$.

Тогда получим среднее значение коэффициента турбулентной вязкости в виде

$$\nu_{\text{т}} \approx 5{,}46\, d_{\text{э}} \left(\frac{\Delta P \nu}{u_{\text{ср}} H \rho} \right)^{1/2}, \tag{2.61}$$

или записывая ΔP по формуле Дарси-Вейсбаха для насадки, имеем

[124]

$$\nu_{\text{т}} \approx 3{,}87\nu\sqrt{\xi\,\text{Re}_{\text{э}}}\,. \qquad (2.62)$$

Для сравнительной характеристики вычислены средние значения коэффициентов турбулентной вязкости в трубе без насадки (по выражению (2.50)) и в трубе с насадками (по выражению (2.62)).

В качестве примера принималось: среда – вода при t = 20°С; кинематическая вязкость среды $\nu = 10^{-6}$ м^2/с; режим течения – развитый турбулентный; фиктивная скорость в трубе $u_0 = 0{,}5 - 3$ м/с; диаметр трубы $d_{\text{тр}} = 0{,}1$ м. Насадочные элементы были выбраны, исходя из близких по техническим характеристикам: кольца Рашига (разм. 10×10 мм; $a_\nu = 440$ м^2/м^3); насадка «Инжехим – 2003М» (разм. 8×7 мм; $a_\nu = 745$ м^2/м^3); шарообразная насадка диаметром (разм. 8 мм; $a_\nu = 267$ м^2/м^3).

На рисунке 2.5 представлены графики зависимости $\nu_{\text{т}}/\nu$ от числа Re_d для труб, заполненных различными насадками, и для пустотелой трубы (без насадки).

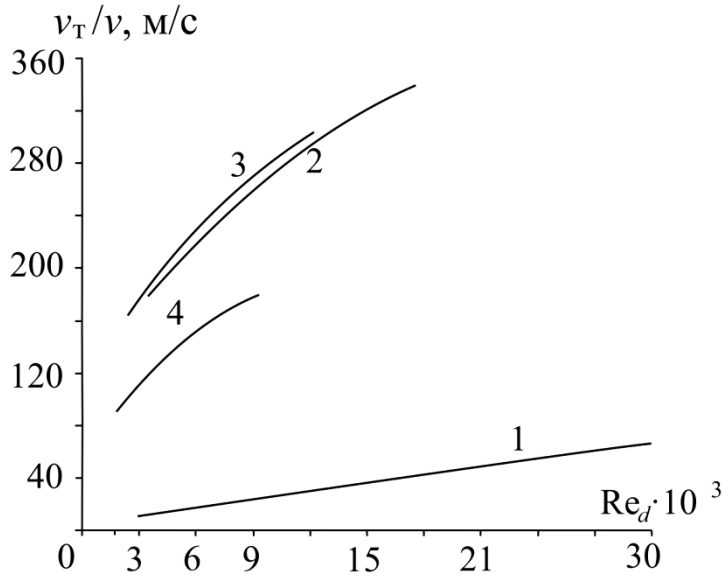


Рис. 2.5. Зависимость $\nu_{\text{т}}/\nu$ от числа Re_d ($d_{\text{тр}} = 0{,}1$ м): 1 – в пустой трубе (без насадки); 2 – в трубе с насадкой из колец Рашига (разм. 10×10 мм); 3 – в трубе с насадкой «Инжехим – 2003М» (разм. 8×7 мм); 4 – в трубе с шарообразной насадкой (разм. 8 мм).

Из расчетов следует, что турбулентная вязкость при движении воды в канале с насадкой в 5-7 раз выше, чем в пустой трубе. Аналогичные результаты получены и для других сред.

2.5 Коэффициенты переноса импульса и теплоты

Задача аналитического определения средних коэффициентов переноса значительно упрощается с использованием моделей пограничного слоя (Прандтля, Кармана, Ландау – Левича и др.), согласно которым силы вязкости играют существенную роль только в пределах вязкого подслоя, а в остальной части потока ими можно пренебречь. Количественное соотношение между трением и теплоотдачей, можно найти, воспользовавшись аналогией Чилтона – Кольборна и её развитием [40,63,66,74,98,103,114,130].

С учетом затухания турбулентных пульсаций в вязком подслое используется модель диффузионного пограничного слоя Ландау-Левича и других авторов [101,103,132,179]. По этой модели в пределах вязкого подслоя принимают степенную зависимость $\nu_{\text{T}}(y)$ от расстояния до поверхности. Характер функции $\nu_{\text{T}}(y)$ существенно зависит от гидродинамических условий потока и в меньшей степени от чисел Pr и Sc. Из теоретических данных следует, что закон затухания турбулентности в вязком подслое пропорционален четвертой степени [132], однако экспериментальные данные различных исследователей показывают разброс показателя степени от 2 до 4 [70,74,82,96,100].

Расчеты градиентных турбулентных пограничных слоев представляют собой приближенные методы, основанные на использовании консервативных свойств пограничного слоя. Одними из первых обратили внимание на весьма слабые зависимости некоторых характеристик осредненного течения по отношению к внешним возмущениям С.С. Кутателадзе и А.И. Леонтьев и др. [94,95,188].

К основным из свойств консервативности относят: консервативность длины пути смешения в окрестности стенки (но вне вязкого подслоя) относительно градиента давления и сжимаемости; значительная консервативность безразмерной толщины вязкого подслоя на непроницаемой поверхности; заполненность профилей

скоростей и температур при больших числах Re; вырождение вязкого подслоя и пульсаций плотности при $\mathrm{Re} \to \infty$ и существование предельных относительных законов трения, не зависящих от интегральных констант турбулентности.

Влияние возмущений не изменяет форму математического описания пограничного слоя, а учитывается параметрически.

С использованием потока импульса с учетом молекулярного и турбулентного переноса

$$\tau = -\rho(\nu + \nu_{\text{т}})\frac{du}{dy}, \tag{2.63}$$

и среднего касательного напряжения трения на поверхности, с применением коэффициента переноса импульса

$$\tau_{\text{ст}} = \rho\gamma u_{\infty}, \tag{2.64}$$

сопротивление переносу импульса в турбулентном пограничном слое в одномерной подстановке записывается в виде [63,103,120]

$$\gamma = \frac{1}{\int\limits_0^{\delta} \frac{\tau^*(y)}{\nu + \nu_{\text{т}}}}, \tag{2.65}$$

где ν, $\nu_{\text{т}}$ – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости, м^2/с; δ – толщина пограничного слоя; $\tau^* = \tau / \tau_{\text{ст}}$ – безразмерный поток импульса; y – поперечная координата пограничного слоя, м.

Понятие коэффициента переноса импульса γ дано в работе [36] при записи касательного напряжения в форме (2.64). Широкое практическое использование этого коэффициента для расчета тепло – и массообменных процессов началось с работ С.Г. Дьяконова [63-66,102,103,114,120,131] и др.

На основе трехслойной модели турбулентного пограничного слоя, с учетом затухания турбулентных пульсаций, характеристики турбулентного обмена имеют вид [17]

$$\frac{\nu_{\text{т}}}{\nu} = 0{,}001\left(y^{+}\right)^{3}, \text{ где } y^{+} \in [0;5], \text{(вязкий подслой)}, \tag{2.66}$$

$$\frac{\nu_{\text{т}}}{\nu} = 0{,}012\left(y^{+} - 1{,}6\right)^{2}, \text{где } y^{+} \in [5;20], \text{(переходная область)}, \tag{2.67}$$

$$\frac{\nu_{\text{т}}}{\nu} = \chi\left(y^{+} - 10\right), \text{где } y^{+} \in [20;\delta], \text{(область развития турбулентности)}. \tag{2.68}$$

Тогда на основе выражения (2.65) и трехслойной модели (2.66) – (2.68) запишем

$$\frac{1}{\gamma} = \int_{0}^{\delta_1} \frac{dy}{\nu + 0{,}001\nu\left(\frac{u_* y}{\nu}\right)^{3}} + \int_{\delta_1}^{\delta_2} \frac{dy}{\nu + 0{,}012\nu\left(\frac{u_* y}{\nu} - 1{,}6\right)^{2}} + \int_{\delta_2}^{\delta} \frac{dy}{\nu + 0{,}4\nu\left(\frac{u_* y}{\nu} - 10\right)}. \tag{2.69}$$

После интегрирования получен коэффициент переноса импульса [103]

$$\gamma = \frac{u_*}{11{,}73 + 2{,}5\left[\ln\left(\chi u_* \delta - 3\nu\right) - \ln\left(5\nu\right)\right]}. \tag{2.70}$$

Для турбулентного пограничного слоя в случае Pr = 1 и градиенте давления $\frac{\partial P}{\partial x} \approx 0$ следует подобие безразмерных профилей скорости и температуры и полная аналогия переноса. В случае Pr ≠ Sc ≠ 1 используется поправка Чилтона–Кольборна, где неоднородность полей, вызванных молекулярным переносом, учитывается числами Прандтля и Шмидта. Показатели степени n этих чисел зависят от гидродинамических условия взаимодействий фаз (для пластины $n \approx 2/3$).

Связь между коэффициентами переноса импульса γ и тепла α имеет вид [63]

$$\gamma = \frac{\alpha}{\rho c_p} \mathrm{Pr}^{2/3}. \tag{2.71}$$

Откуда

$$\alpha = \frac{\rho c_p \gamma}{\mathrm{Pr}^{2/3}}, \tag{2.72}$$

где c_p – удельная теплоемкость среды, Дж/(кг К).

Показатель степени при числе Прандтля $\alpha \sim \mathrm{Pr}^{-0,66}$ следует из закона затухания турбулентных пульсаций в пограничном слое, однако большинство известных экспериментальных данных для пластины и трубы показывают $\alpha \sim \mathrm{Pr}^{-0,57}$ ($\mathrm{Nu} \sim \mathrm{Pr}^{0,43}$).

Используя установленную связь между коэффициентами переноса, на основе применения уравнений (2.70) и (2.72), можно записать средний коэффициент теплоотдачи в турбулентном однофазном потоке [61]

$$\alpha = \frac{\rho c_p u_*}{\mathrm{Pr}^{0,57}\left[R_1 + \frac{1}{\chi}\ln\left(\chi u_* \delta / (5\nu)\right)\right]}, \tag{2.73}$$

где $R_1 = 11,7$ – безразмерная толщина подслоя. Показатель степени при числе Прандтля Pr принят на основе известных данных и меньше 2/3.

Уравнение (2.73) является достаточно общим и позволяет определять коэффициенты теплоотдачи для различных условий турбулентного движения среды при соответствующих вычислениях его параметров.

С применением выражения (2.73) запишем безразмерный комплекс Нуссельта для теплоотдачи в трубе

$$\mathrm{Nu} = \frac{\mathrm{Re}_d \sqrt{\xi_0/8}\,\mathrm{Pr}^{0,43}}{R_1 + \dfrac{1}{\chi}\ln\left(\chi \dfrac{R_\delta}{R_0}\right)}, \tag{2.74}$$

где $R_0 = 5$ – безразмерная толщина вязкого подслоя в трехслойной модели; R_δ – безразмерная толщина пограничного слоя (определяется из логарифмического профиля скорости (2.44) при $y = \delta$), u_* – динамическая скорость, вычисляемая из уравнения баланса сил в трубе (2.39); Pr – число Прандтля, показатель степени при $\mathrm{Pr}^{0,43}$ принят по известным экспериментальным данным.

В зависимости от состояния поверхности и характера движения сред в каналах число Нуссельта определяется по различным критериальным уравнениям. Для сравнения результатов расчетов чисел Нуссельта $(\mathrm{Nu} = \alpha d/\lambda)$ по (2.74) использовалась обобщенная Е.Н. Артамоновым, Ю.Н. Даниловым, Г.А. Дрейцером, Э.К. Калининым известная формула в случае турбулентного гидродинамически стабилизированного течения в трубе в диапазоне $\mathrm{Re}_d = 4\cdot 10^3 - 6\cdot 10^5$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021\,\mathrm{Re}_d{}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,43}. \tag{2.75}$$

Результаты расчетов по выражениям (2.74) и (2.75) даны на рисунке 2.6.

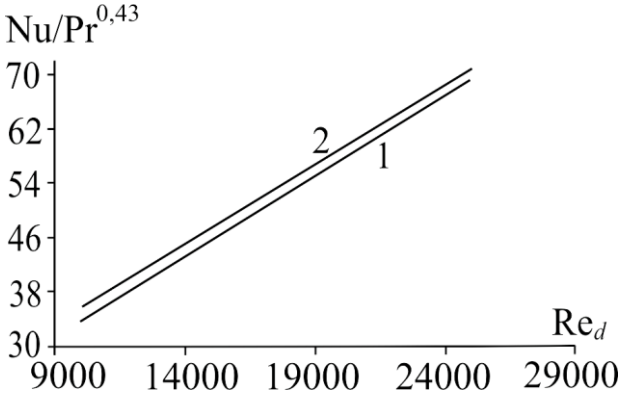


Рис. 2.6. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса ($d_{\text{тр}} = 0{,}1$ м; среда – жидкость): 1 – расчет по выражению (2.75); 2 – расчет по выражению (2.74).

На основании полученных результатов установлено согласование расчетов, с расхождением не более 1,5-4%.

Значительно более сложной задачей является определение теоретическим путем коэффициентов теплоотдачи для поверхностей с элементами интенсификации. В настоящее время для этого используются в основном различные полуэмпирические подходы или численные методы. Теоретическая основа рассмотренного ниже подхода заключается в использовании известных свойств консервативности законов трения и теплообмена к возмущающим воздействиям (например, продольному градиенту давления), т.е. структура математического описания элементарных актов переноса инвариантна к различным возмущениям и масштабу аппарата (исследования С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьева и др.).

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи в каналах со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем) используем модель пограничного слоя с функцией турбулентной вязкости с учетом затухания турбулентных пульсаций в вязком подслое (выражение (2.73)).

Рассмотрим турбулентное течение жидкости в каналах со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (мелкими насадочными элементами).

С учетом выражений (2.73) и (2.59) запишем число Нуссельта для канала со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем), учитывая, что $\mathrm{Nu}_э \sim \mathrm{Pr}^{0,333}$ [29], получим [61]

$$\mathrm{Nu}_э = \frac{\alpha d_э}{\lambda} = \frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0,75}\,\mathrm{Pr}^{0,333}(\xi/2)^{0,25}}{\tilde{R}_1 + 2{,}5\ln\left(\chi\tilde{R}_\delta/\tilde{R}_0\right)}. \qquad (2.76)$$

Параметры $\tilde{R}_1$, $\tilde{R}_\delta$, $\tilde{R}_0$ в выражении (2.76) определяются на основе отношения потоков импульса в невозмущенном и возмущенном пограничном слое [118,130].

В теории пограничного слоя в качестве безразмерных комплексов используются локальные числа Рейнольдса

$$R_\delta = \frac{u_* \delta}{\nu}, \tag{2.77}$$

где δ – толщина пограничного слоя, м.,

$$R_1 = \frac{u_* \delta_1}{\nu}, \tag{2.78}$$

где δ_1 – толщина вязкого подслоя, м.

Учитывая, что пограничный слой в насадке классифицируется как псевдоламинарный, приближенно запишем среднюю толщину такого слоя как для пластины (т.к. $l >> \delta$)

$$\delta \approx 3{,}33\sqrt{\nu\, l/u}, \tag{2.79}$$

где l – длина пластины, м; для насадки $l = \pi d_э / 2$ (длина пути жидкости).

Тогда с учетом (2.79) выражение (2.77) с динамической скоростью u_* (2.59) имеет вид

$$\tilde{R}_\delta = 6{,}49(\mathrm{Re}_э\, \xi)^{0{,}25}. \tag{2.80}$$

Характеристики пограничного слоя на стенке канала с насадкой отличаются от характеристик плоского пограничного слоя без возмущений на пластине. Для таких случаев получены выражения [63,103]

$$\tilde{R}_1 = R_1 \frac{u_{ср}}{u_*} \sqrt{C_{f\,пл}/2}, \tag{2.81}$$

$$\tilde{R}_0 = R_0 \frac{u_{ср}}{u_*} \sqrt{C_{f\,пл}/2}, \tag{2.82}$$

где $u_{ср}$ – средняя скорость среды за пределами пристенного слоя, м/с;

$C_{f\,\text{пл}}$ – коэффициент трения при движении потока со скоростью $u_\infty = u_{\text{ср}}$ вдоль плоской пластины.

Для каналов известна связь $C_{f\,\text{пл}} = \xi_0 / 4$, где ξ_0 – коэффициент трения в гладких пустотелых трубах (определяется по формуле Блазиуса).

Из выражения (2.81) следует

$$\tilde{R}_1 = 11{,}7 \frac{u_{*0}}{u_*}, \tag{2.83}$$

и из выражения (2.82)

$$\tilde{R}_0 = 5 \frac{u_{*0}}{u_*}, \tag{2.84}$$

где u_{*0} – динамическая скорость в пустотелой трубе при скорости среды $u_{\text{ср}}$, м/с.

Для эквивалентного канала $d = d_{\text{э}}$, используя безразмерные комплексы, имеем

$$\tilde{R}_1 = 1{,}48\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}125} / \xi^{0{,}25}, \tag{2.85}$$

$$\tilde{R}_0 = 0{,}64\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}125} / \xi^{0{,}25}. \tag{2.86}$$

Таким образом, с использованием коэффициента гидравлического сопротивления выполняется корректировка безразмерной толщины вязкого подслоя для пограничного слоя на элементах насадки.

Запишем число Нуссельта для канала со стационарной хаотичной насадочной упаковкой с учетом значений параметров (2.80), (2.85), (2.86), получим [61]

$$\text{Nu}_{\text{э}} = \frac{1{,}85\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}75}\,\text{Pr}^{0{,}333}\,(\xi/2)^{0{,}25}}{1{,}48\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}125} / \xi^{0{,}25} + 2{,}5\ln\left(4\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}125}\,\xi^{0{,}5}\right)}. \tag{2.87}$$

С применением модели Прандтля (уравнение (2.76)), выполняя аналогичные выводы, установлено обобщенное выражение получено [107,108,119,130] ($40 < \mathrm{Re}_э < 10^4$)

$$\mathrm{Nu}_э = 0{,}175\,\mathrm{Re}_э^{0,75}(\xi/2)^{0,25}\,\mathrm{Pr}^{0,33}, \qquad (2.88)$$

С использованием модели Кармана аналогично получено выражение [107,108,119,130] ($40 < \mathrm{Re}_э < 10^5$)

$$\mathrm{Nu}_э = \frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0,75}\,(\xi/2)^{0,25}\,\mathrm{Pr}^{0,33}}{0{,}67\,\mathrm{Re}_э^{0,125}\,\xi^{-0,25} + 2{,}5\ln\left[6{,}49\,(\mathrm{Re}_э\,\xi)^{0,25}\right]}, \qquad (2.89)$$

Известно уравнение Гильденблата (для колец Рашига навалом, колец Палля (50 мм) при $40 < \mathrm{Re}_э < 10^5$ [154]

$$\mathrm{Nu}_э = 0{,}407\,\mathrm{Re}_э^{0,655}\,\mathrm{Pr}^{0,33}. \qquad (2.90)$$

Следует отметить, что число $\mathrm{Re}_э$ вычисляется через действительную скорость потока в насадке, которая связана с фиктивной (без насадки) выражением $u_{ср} = u_0 / \varepsilon_{св}$, м/с.

Рассмотрим применение данных выражений для расчета числа Нуссельта в канале со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

В качестве насадочной упаковки принимался слой из колец Рашига (разм. 15 мм).

На рисунке 2.7 представлены расчетные зависимости значений чисел Нуссельта от чисел Рейнольдса в канале с хаотичной насадочной упаковкой. Расчет проводился, используя выражения (2.87) – (2.90).

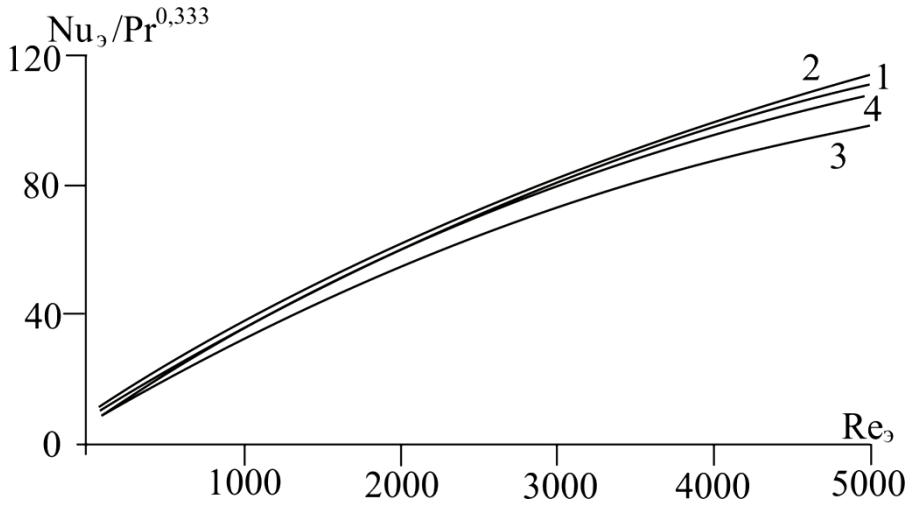


Рис. 2.7. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса (кольца Рашига разм. 15 мм): 1 – расчет по выражению (2.87); 2 – (2.88); 3 – (2.89); 4 – (2.90).

На основании представленных результатов можно сделать вывод, что полученное выражение (2.87) для канала, заполненного стационарной хаотичной насадочной упаковкой, удовлетворительно согласуется с известными выражениями. Расхождение результатов в пределах 13 – 15 %.

На рисунке 2.8 представлены экспериментальные данные [38] и результаты расчета чисел Нуссельта при теплоотдаче от нагретого воздуха в нерегулярном насадочном слое из полимерных цилиндров и параллепипидов. Насадочные слои состоят из капроновых гранул в виде параллепипидов $d_э = 0{,}004$ м и полимерных цилиндров $d_э = 0{,}02$ м. Коэффициент сопротивления насадки экспериментально получен в виде (2.13).

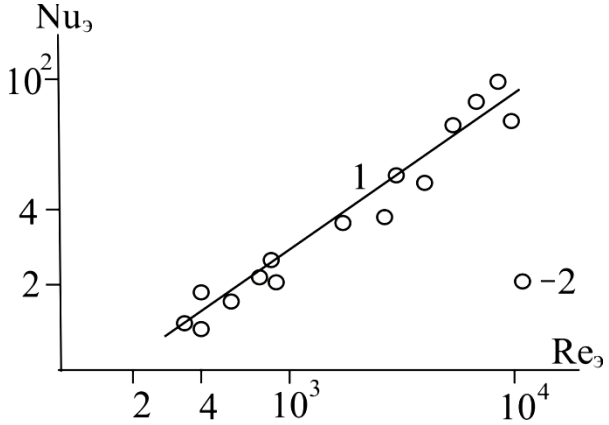


Рис. 2.8. Теплоотдача в слоях насадочных элементов (число Прандтля Pr = 0,7): 1 – расчет по уравнению (2.87); 2 – опытные данные [38].

Расчеты по выражению (2.87) удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными и оно рекомендуется для практических расчетов теплообмена в каналах с хаотичными насадками при $40 < \mathrm{Re}_э < 10^4$.

2.6 Расчет теплопереноса на основе моделей структуры потоков

При моделировании тепломассопереноса в аппаратах с насадками в химической технологии наибольшее применение получила диффузионная модель, которая соответствует такому движению потока, когда в направлении его движения существует продольное (обратное) перемешивание [24,42,48,49,64,82,89,90,154,158].

Для значительной части технологических процессов в стационарном насадочном слое, протекающих с движением через этот слой жидкости, характерно непостоянство температур в объеме слоя, как в пространстве, так и во времени. Температура потока в теплообменных аппаратах может изменяться в каждой точке потока не только в результате его движения, но также из-за теплообмена с окружающей средой или за счет источника теплоты. Поток, проходящий через слой, охлаждается или нагревается через стенки канала, при этом в объеме слоя может идти выделение либо поглощение теплоты – стационарные во времени при проведении реакций, в которых насадочный слой имеет функции катализатора или инертной насадки.

Далее рассмотрен процесс теплообмена потока в канале с насадкой (внутренний теплообмен). Примем, что с окружающей средой через стенку канала теплоотдача незначительная. Перенос тепла осуществляется путем теплообмена на границе раздела поток теплоносителя – поверхность элемента насадки. При этом температуру на границе раздела (на насадке) в частном случае принимаем постоянной $T_{гр} \approx \mathrm{const}$.

Примем насадочный слой с движущимся через него жидким потоком как квазигомогенную среду, в которой усреднение температур и скоростей производится в объемах, больших, чем в отдельном элементе насадки.

Уравнения двухпараметрической модели теплопереноса при стационарном режиме с объемным источником тепла имеют вид [158]:

- для плоскопараллельного течения

$$u_{\text{ср}} \frac{\partial T}{\partial x} = D_{\text{п}(y)} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + D_{\text{п}(x)} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \pm \frac{R_{\text{т}}}{\rho c_p}, \tag{2.91}$$

- для цилиндрического канала

$$u_{cp} \frac{\partial T}{\partial x} = D_{\text{п}(r)} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + D_{\text{п}(x)} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \pm \frac{R_{\text{т}}}{\rho c_p}, \tag{2.92}$$

где $u_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения среды, м/с; x – продольная координата, м; y – поперечная координата, м; r – радиальная координата, м; $D_{\text{п}(y)}$ – коэффициент перемешивания в поперечном направлении, м^2/с; $D_{\text{п}(x)}$ – коэффициент перемешивания в продольном направлении, м^2/с; $D_{\text{п}(r)}$ – коэффициент перемешивания в радиальном направлении, м^2/с; $R_{\text{т}}$ – объемный источник тепла, зависящий от значения объемного коэффициента теплоотдачи и движущей силы процесса; знак ± – зависит от притока или стока тепла.

Преимуществом диффузионных моделей является то, что не требуется решение системы уравнения движения, т.к. используется средняя скорость среды, а неравномерности полей скоростей учитываются параметрически за счет коэффициентов перемешивания. Однако даже в такой постановке требуются сложные экспериментальные исследования коэффициентов перемешивания $D_{\text{п}(x)}$, $D_{\text{п}(y)}$ и $D_{\text{п}(r)}$.

В связи с этим, наибольшее применение находит однопараметрическая диффузионная модель, где коэффициент обратного перемешивания $D_{\text{п}}$ (экспериментальный) фактически интегрально учитывает все неравномерности в аппарате.

Уравнение однопараметрической диффузионной модели

стационарного теплопереноса имеет вид

$$u_{\text{ср}} \frac{dT}{dx} = D_{\text{п}} \frac{d^2T}{dx^2} \pm \frac{R_{\text{т}}}{\rho c_p}, \tag{2.93}$$

где $D_{\text{п}}$ – коэффициент обратного или продольного перемешивания, м^2/с, который является параметром идентификации в уравнении (2.93).

В одномерной постановке диффузионной модели (2.93) и экспериментальном определении коэффициента $D_{\text{п}}$ методом импульсного ввода трассера (индикатора) в аппарат, он косвенно учитывает и вклад поперечного перемешивания, возможные застойные зоны, рецикл, байпас и т.д [48,49].

Коэффициент перемешивания

Известен подход, где все гидродинамические эффекты – турбулентная диффузия, поперечное и продольное перемешивание в потоке приближенно моделируются с использованием эффективного коэффициента, позволяющего в одномерном приближении описать поперечную неравномерность как возрастание продольного перемешивания [29,49,158]

$$D_{\text{эф}} = D_{\text{т}} + D_{\text{п}} + D_{\text{пп}}, \tag{2.94}$$

где $D_{\text{т}}$ – коэффициент турбулентной диффузии, м^2/с; $D_{\text{п}}$ – коэффициент продольного перемешивания, м^2/с; $D_{\text{пп}}$ – коэффициент поперечного перемешивания, м^2/с. Т.к. на эффективность перемешивания в турбулентном режиме молекулярная диффузия практически не влияет, она здесь не учитывается.

Следует отметить, что в большинстве случаев коэффициенты $D_{\text{пп}}$ и $D_{\text{п}}$ могут значительно превышать коэффициент турбулентной диффузии $D_{\text{т}}$.

Для турбулентного потока в цилиндрическом канале Тейлор получил выражение [49]

$$D_{\text{эф}} = 10{,}1 R u_{*}. \tag{2.95}$$

Формула (2.95) была записана Тейлором также с использованием коэффициента гидравлического сопротивления канала ξ_0

$$D_{\text{эф}} = 3{,}75 R u_0 \sqrt{\xi_0}\,, \tag{2.96}$$

где динамическая скорость в трубе записана в виде (2.39).

При сопоставлении теоретических и опытных коэффициентов $D_{\text{эф}}$ в каналах можно отметить, что их значения расходятся в пределах ~ 20-25% и более [124]. Тем не менее, форма записи $D_{\text{эф}} = f(R, u_{*})$ является перспективной, т.к. позволяет вычислять эффективный коэффициент перемешивания на основе использования выражений для гидравлического сопротивления канала.

Рассматривая движение потока в слое насадки как по эквивалентному каналу ($d = d_{\text{э}}$) с поправкой Дэвидсона $\pi/2$ на извилистость и с учетом выражения (2.95), запишем

$$D_{\text{эф}} \approx 10{,}1 \pi d_{\text{э}} u_{*} / 4. \tag{2.97}$$

С динамической скоростью (2.59) из (2.97) получим [124]

$$D_{\text{эф}} \approx \frac{7{,}63 \pi \nu \operatorname{Re}_{\text{э}}^{0,75} \xi^{0,25}}{2}. \tag{2.98}$$

Следует отметить, что зависимость (2.98) является приближенной и отражает больше качественный характер $D_{\text{эф}} = f(\xi, u_{\text{ср}}, \nu, d_{\text{э}})$. Однако с помощью данной формулы удобно обобщать экспериментальные данные по $D_{\text{эф}}$ для различных насадок, где искомым параметром является коэффициент пропорциональности A, т.е.

$$D_{\text{эф}} = A \nu \operatorname{Re}_{\text{э}}^{0,75} \xi^{0,25}, \tag{2.99}$$

или

$$\mathrm{Pe}_{э} = f\left(\mathrm{Re}_{э}, \xi\right). \tag{2.100}$$

Применение критериев подобия позволяет получить достаточно простые расчетные выражения при приведении дифференциального уравнения к безразмерному виду.

Уравнение (2.93) можно записать в безразмерном виде с температурой $T = T / T_{н}$ и координатой $x = x / H$, и разделив все члены на среднюю скорость $u_{ср}$, тогда имеем

$$\frac{dT}{dx} = \frac{1}{\mathrm{Pe}_{H}} \frac{d^2T}{dx^2} \pm \frac{R_{т} H}{u_{ср} \rho c_{p}}, \tag{2.101}$$

с граничными условиями для прямотока

при $x = 0$; $T_{н} = T - \dfrac{1}{\mathrm{Pe}_{H}} \dfrac{dT}{dx}$ (вход), (условие Данквертса),

при $x = H$; $\dfrac{dT}{dx} = 0$ (выход),

где H – линейный размер: длина аппарата (канала) с насадкой, м; $T_{н}$ – температура на входе; $\mathrm{Pe}_{H} = u_{ср} H / D_{п}$ – число Пекле структуры потока, которое изменяется от нуля для аппарата идеального перемешивания, до бесконечно большого значения для аппарата идеального вытеснения.

Объемный источник переходящего тепла при притоке в элементы слоя (охлаждение потока) записывается в виде (при $T > T_{гр}$)

$$R_{т} = \alpha a_{V} \left(T - T_{гр}\right), \tag{2.102}$$

а при стоке тепла (нагрев потока) записывается в виде (при $T < T_{гр}$)

$$R_{т} = \alpha a_{V} \left(T_{гр} - T\right), \tag{2.103}$$

где a_{V} – удельная поверхность насадочного слоя, м^2/м^3;

$T_{\text{гр}}$ – температура на границе раздела (на насадке в частном случае принято $T_{\text{гр}} \approx \text{const}$, а также можно использовать функцию $T_{\text{гр}} = f(x)$).

Уравнение (2.101) может быть решено численно или аналитически.

Используя известную связь между диффузионной и ячеечной моделями структуры потоков, перейдем к рассмотрению ячеечной модели.

Ячеечная модель

Ячеечная (секционная) модель является наиболее простой моделью, относящейся к типовым моделям структуры потоков, описывающих структуру потока жидкости или газа в насадочном слое. Согласно ячеечной модели аппарат состоит из ряда условных последовательных ячеек, в каждой ячейке предполагается идеальное смешение, между ячейками перемешивание отсутствует, и происходит многоступенчатое изменение температуры или концентрации. Параметром ячеечной модели, количественно характеризующим продольное перемешивание, служит число ячеек полного перемешивания n [49,82].

Выражение для числа ячеек n полного перемешивания, связанное с числом Пекле Pe_H, имеет вид [154]

$$n = \frac{\text{Pe}_H^2}{2\left[\text{Pe}_H - 1 + \exp\left(-\text{Pe}_H\right)\right]}, \tag{2.104}$$

где Pe_H – число Пекле для канала с насадкой длиной H.

Запишем полуэмпирическую формулу определения числа Пекле для насадки с использованием выражений $\text{Pe}_{\text{э}} = u_{\text{ср}} d_{\text{э}} / D_{\text{эф}}$ и эффективного коэффициента перемешивания $D_{\text{эф}}$ (2.99) [124]

$$\text{Pe}_{\text{э}} = B\left(\text{Re}_{\text{э}} / \xi\right)^{0,25}, \tag{2.105}$$

в которой коэффициент B идентифицирован в результате сравнения с

экспериментальными данными [13,24]. После идентификации с обобщенными экспериментальными данными [13,24] значение коэффициента установлено равным $B = 0{,}52\ (\pm 20\%)$ [124].

На рисунке 2.9 представлены результаты расчетов по формуле (2.105) и усредненные значения, полученные на основе обобщения экспериментальных данных в слое насадки [13,24]. В качестве насадочных элементов рассмотрены кольца Рашига диаметром от 10 до 20 мм.

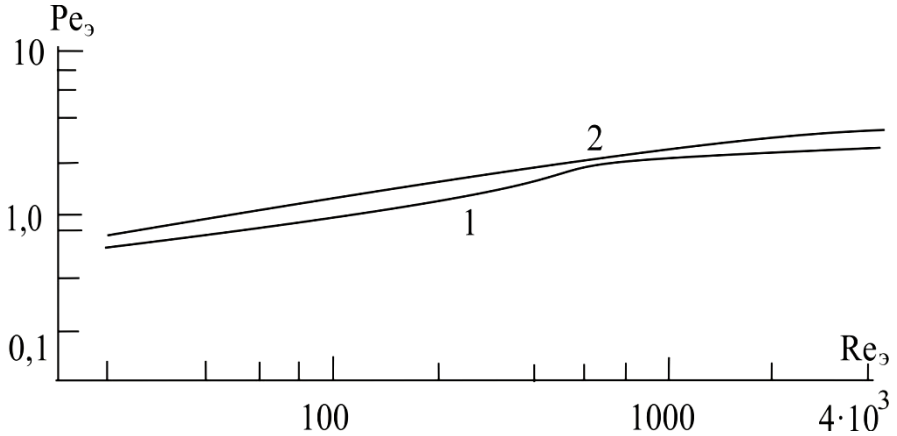


Рис. 2.9. Зависимость числа Пекле $\mathrm{Pe}_э$ от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ в канале с насадкой из колец Рашига диаметром от 10 до 20 мм: 1 – усредненная кривая, полученная на основе обобщения экспериментальных данных в слое насадки [13,24]; 2 – кривая, полученная в результате расчетов по выражению (2.105).

Для канала с насадкой длиной H с учетом $D_{эф} = 1{,}92\nu \mathrm{Re}_э^{0,75}\,\xi^{0,25}$, из выражения (2.105) число Пекле получит вид

$$\mathrm{Pe}_H = 0{,}52\left(\mathrm{Re}_э/\xi\right)^{0,25}\frac{H}{d_э}. \qquad (2.106)$$

Если $\mathrm{Pe}_H > 20$, то используется модель идеального вытеснения. Уравнение модели идеального вытеснения имеет вид

$$u_{ср}\frac{dT}{dx} = \pm\frac{R_т}{\rho c_p}. \qquad (2.107)$$

Для (2.107) граничные условия

при $x = 0$; $T = T_{\text{н}}$; при $x = H$; $\dfrac{dT}{dx} = 0$.

Переходя к конечным разностям, получим ячеечную модель (теплообмена из жидкости в насадочный слой, охлаждение потока, например, при $T_{\text{гр}} \approx \text{const}$)

$$u_{\text{ср}} \frac{T_{i-1} - T_i}{\Delta x} = \frac{\alpha a_v \left(T_i - T_{i\text{гр}}\right)}{\rho c_p}, \tag{2.108}$$

при $i = 1$ имеем: $T_0 = T_{\text{н}}$ (вход потока); при $i = n$ имеем: $T_{\text{н}} = T_{\text{к}}$ (выход из слоя); где $i = 1,2, \ldots n$; n – число ячеек полного перемешивания; $\Delta x = H / n$; при $n = 1$ – имеем модель идеального смешения; при $n \to \infty$ – имеем модель идеального вытеснения.

Рассмотрим распределение температур в слое, являющееся характерной особенностью конвективного теплообмена.

Из уравнения (2.108) запишем температуру в i - й ячейке

$$T_i = \frac{T_{i-1} + t_{\text{пр}i} \alpha a_v T_{i\text{гр}} / \rho c_p}{1 + \alpha a_v t_{\text{пр}i} / \rho c_p}, \quad i = 1,2, \ldots n, \tag{2.109}$$

где $t_{\text{пр}i} = \Delta x / u_{\text{ср}}$ – время пребывания потока в i-й ячейке.

Уравнение (2.108) можно записать, используя, тепловое число единиц переноса $N_{\text{т}} = \alpha F / \left(V \rho c_p\right)$, где V – расход среды, м^3/с; $F = a_v SH$ – площадь поверхности насадки в канале длиной H, м^2 [154].

Тогда получим

$$n\left(T_{i-1} - T_i\right) = N_{\text{т}}\left(T_i - T_{i\text{гр}}\right), \tag{2.110}$$

или выражая коэффициент теплоотдачи через среднее тепловое число Стантона $\text{St}_{\text{т}} = \alpha / \left(u_{\text{ср}} \rho c_p\right)$ выражение (2.110) получит форму

$$n\left(T_{i-1} - T_i\right) = \text{St}_{\text{т}} H a_v \left(T_i - T_{i\text{гр}}\right), \tag{2.111}$$

где среднее тепловое число Стантона с использованием полученного выражения (2.87) с параметрами (2.80), (2.85) и (2.86) имеет вид

$$\mathrm{St}_{\text{т}} = \frac{1{,}85(\xi/2)^{0,25}}{\mathrm{Pr}^{0,66}\,\mathrm{Re}_{\text{э}}^{0,25}\left[\tilde{R}_1 + 2{,}5\ln\left(\chi\tilde{R}_\delta/\tilde{R}_0\right)\right]}. \qquad (2.112)$$

Из выражения (2.110) получим температуру в i - й ячейке

$$T_i = \frac{T_{i\text{-}1} + N_{\text{т}}T_{i\text{гр}}/n}{1 + N_{\text{т}}/n},\ i = 1{,}2,\ \ldots\ n, \qquad (2.113)$$

и из (2.111) имеем

$$T_i = \frac{T_{i\text{-}1} + T_{i\text{гр}}\mathrm{St}_{\text{т}}a_\nu H/n}{1 + \mathrm{St}_{\text{т}}a_\nu H/n},\ i = 1{,}2,\ \ldots\ n. \qquad (2.114)$$

В случае постоянного тепловыделения насадкой, например за счет химической реакции, имеем нагрев среды (жидкости) ($T_{\text{гр}} \approx \mathrm{const}$)

при $x = 0$; $T = T_{\text{н}}$; при $x = H$; $\dfrac{dT}{dx} = 0$.

Переходя к конечным разностям, получим ячеечную модель

$$u_{\text{ср}}\frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta x} = \frac{\alpha a_\nu\left(T_{i\text{гр}} - T_i\right)}{\rho c_p}. \qquad (2.115)$$

Из уравнения (2.115) запишем температуру в i - й ячейке

$$T_i = \frac{T_{i-1} + t_{\text{пр}i}\alpha a_\nu T_{i\text{гр}}/\rho c_p}{1 + \alpha a_\nu t_{\text{пр}i}/\rho c_p},\ i = 1{,}2,\ \ldots\ n. \qquad (2.116)$$

По аналогии с охлаждением потока запишем температуру в i - й ячейке в случае нагрева, используя тепловое число единиц переноса

$$T_i = \frac{T_{i-1} + N_{\text{т}} T_{i\text{гр}} / n}{1 + N_{\text{т}} / n}, \; i = 1,2, \ldots \; n, \qquad (2.117)$$

и также, выражая коэффициент теплоотдачи в безразмерном виде через среднее тепловое число Стантона, получим

$$T_i = \frac{T_{i-1} + \text{St}_{\text{т}} a_\nu H T_{i\text{гр}} / n}{1 + \text{St}_{\text{т}} a_\nu H / n}, \; i = 1,2, \ldots \; n. \qquad (2.118)$$

Применим ячеечную модель для нахождения изменения температуры по длине насадочного слоя. При построении профиля температуры в насадочном слое в случае охлаждения потока в качестве примера принимается: горячий поток воды с температурой $T_{\text{н}} = 80^{\circ}$ С протекает через насадочный слой длиной $H = 0{,}3$ м, отдает тепло (при этом насадочный слой принимает тепло). Температура на границе поверхности $T_{\text{гр}} = 20^{\circ}$ С. Длина канала с насадкой разбивается на n ячеек, значение которого находится по формуле (2.104), зная количество ячеек, можем определить температуру в каждой ячейке по формуле (2.114). Значение числа Прандтля жидкости принимается при средней температуре среды и составляет Pr = 3,568. Значение числа Прандтля Pr можно вычислить также, используя в первом приближении температурный профиль, получаемый при средней температуре, а затем в итерационном цикле уточнить это значение. Тогда выражение (2.112) запишется для i ячейки $\text{St}_{\text{т}i}$. Насадочные слои из: колец Рашига (разм. 25 мм); колец Палля (разм. 25 мм); насадок «Инжехим – 2003М» (разм. 25 мм).

На рисунке 2.10 представлено изменение температуры жидкости (воды) в насадочном слое при охлаждении потока.

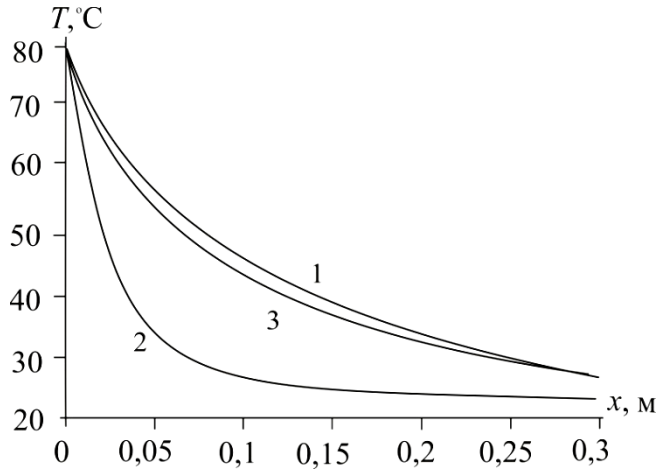


Рис. 2.10. Профиль температуры в насадочном слое при охлаждении воды (при $Re_э$= 1000): 1 – кольца Рашига (разм. 25 мм); 2 –насадка «Инжехим – 2003М» (разм. 25 мм); 3 – кольца Палля (разм. 25 мм).

По аналогии с охлаждением потока построен профиль температуры в насадочном слое при нагревании потока от $T_н = 20°$ С и $T_{гр} = 80°$ С.

На рисунке 2.11 представлен профиль температуры в насадочном слое в случае нагревания потока.

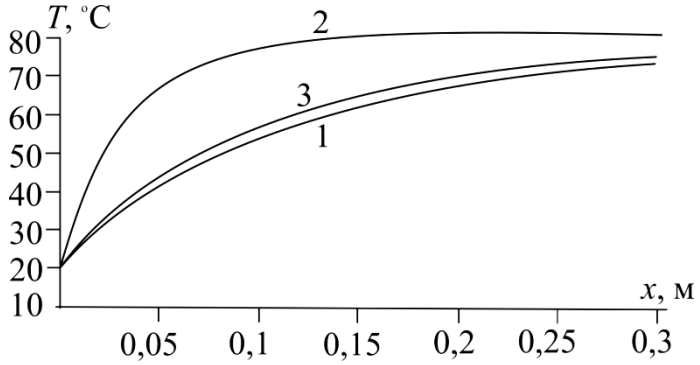


Рис. 2.11. Профиль температуры в насадочном слое при нагревании воды (при $Re_э$= 1000): 1 – кольца Рашига (разм. 25 мм); 2 – насадка «Инжехим-2003М» (разм. 25 мм); 3 – кольца Палля (разм. 25 мм).

Использование полученных формул, на основе применения ячеечной модели, позволяет находить изменение температуры по длине насадочного слоя и вычислить тепловую эффективность.

2.7 Тепловая эффективность

Далее рассмотрено вычисление тепловой эффективности процесса в канале с насадкой.

В результате итерационного решения при $i = n$ из выражения

(2.109) получим температуру среды на выходе $T_к$ (при нагреве среды насадкой с тепловыделением), и тогда выражение тепловой эффективности имеет вид

$$\eta = \frac{T_к - T_н}{T_{гр} - T_н}, \qquad (2.119)$$

где $T_н$, $T_к$ – начальная и конечная температура среды (т.е. на входе и выходе слоя); $T_{гр}$ – температура на границе раздела (на насадке в частном случае $T_{гр} \approx \text{const}$).

Аналогично тепловую эффективность процесса можно вычислить, имея температуру среды на выходе $T_к$ (при охлаждении среды насадкой)

$$\eta = \frac{T_н - T_к}{T_{гр} - T_н}. \qquad (2.120)$$

Выражения (2.119), (2.120) позволяют определять значения тепловой эффективности процесса теплообмена с учетом профиля температуры в насадочном слое.

Выражения (2.119) и (2.120) представляют собой отношения фактически достигнутых величин к предельно возможным.

Для приведенных примеров (рис. 2.10 и 2.11) получаем в случае охлаждения потока при использовании различных насадок: 1 – кольца Рашига η =96,4%; 2 – насадка «Инжехим» η = 99,99 %; 3 – кольца Палля η = 97,8 %; и в случае нагревания потока: 1 – кольца Рашига η = 96,4%; 2 – насадка «Инжехим» η = 99,99%; 3 – кольца Палля η = 97,8%.

При идеальном вытеснении ($\text{Pe}_H > 20$) выражение для определения тепловой эффективности, полученные из решения уравнения (2.107), как известно, имеет вид

$$\eta = 1 - \exp\left(-N_т\right) = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha F_{нас}}{\rho c_p V}\right), \qquad (2.121)$$

где α – коэффициент теплоотдачи в канале с хаотичным слоем, Вт/(м^2·К); $F_{нас}$ – площадь поверхности насадочного слоя, м^2; $N_т$ – тепловое число единиц переноса (по аналогии с массообменом); V – объемный расход среды, м^3/с.

Рассмотрим следующие примеры процесса теплообмена в насадочном слое. В качестве насадок использовались: керамические кольца Палля (разм. 35 мм); стальные кольца Рашига (разм. 25 мм); седла Берля (разм. 38 мм). Длина насадочного слоя принималась постоянной $H = 0{,}3$ м.

На рисунке 2.12 представлены результаты расчетов зависимости тепловой эффективности, полученные по выражению (2.121) для различных видов насадок, от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$.

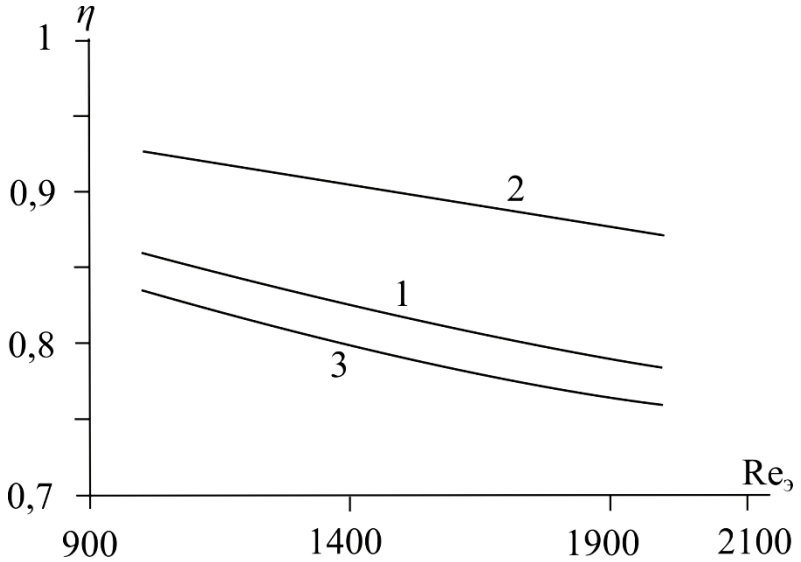


Рис. 2.12. Зависимость тепловой эффективности η от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ в каналах с различными насадочными слоями (упаковками) (при постоянной длине насадочного слоя H = 0,3 м): 1 – из керамических колец Палля (разм. 35 мм); 2 – из стальных колец Рашига (разм. 25 мм); 3 – из седлообразных насадок Берля (разм. 38 мм).

Из полученных зависимостей очевидно, что с увеличением числа Рейнольдса тепловая эффективность процесса уменьшается, вследствие повышения расхода теплоносителя, т.к. $N_т \sim \mathrm{Re}_э^{-(0{,}3 \div 0{,}25)}$.

При построении зависимости тепловой эффективности от длины насадочного слоя на рисунке 2.13 принималось: режим течения потока в насадочном слое – турбулентный и значение числа Рейнольдса составляет $\mathrm{Re}_э = 1000$. Длина насадочного слоя меняется в интервале от

0,2 до 0,6 м. Насадочные слои состояли из керамических колец Палля (разм. 35 мм); стальных колец Рашига (разм. 25 мм); седлообразных насадок Берля (разм. 38 мм) с удельной поверхностью a_V = 165 м^2/м^3; a_V = 220 м^2/м^3; a_V = 165 м^2/м^3, соответственно.

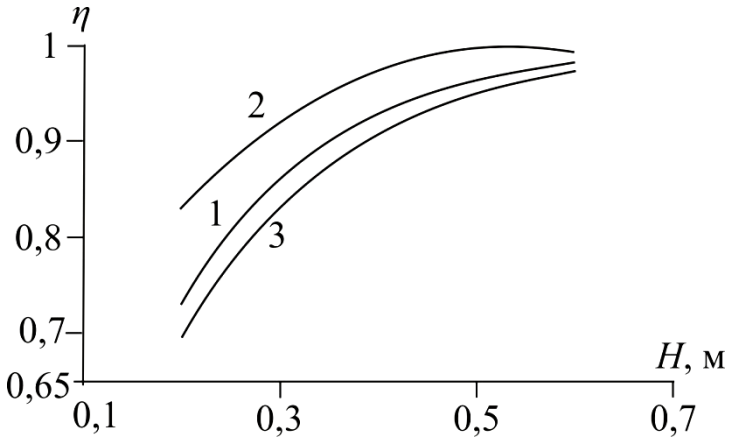


Рис. 2.13. Зависимость тепловой эффективности η от длины насадочного слоя H в каналах с различными насадочными слоями (упаковками) (при постоянном числе Рейнольдса $\mathrm{Re}_э = 1000$): 1 – из керамических колец Палля (разм. 35 мм); 2 – из стальных колец Рашига (разм. 25 мм); 3 – из седлообразных насадок Берля (разм. 38 мм).

С увеличением длины насадочного слоя эффективность процесса теплообмена повышается, однако при выборе длины насадочного слоя следует учитывать важный показатель – потери напора на единицу длины слоя, который зависит от гидродинамических характеристик, физических и технических величин, характеризующих свойства потока и насадочного слоя. К величинам, характеризующим насадочный слой относятся: средняя скорость в пространстве между насадками ($u_{ср} = u_0 / \varepsilon_{св}$), эквивалентный диаметр элементов слоя $d_э$ и коэффициент сопротивления ξ. Чем больше длина насадочного слоя и коэффициент сопротивления ξ, тем выше потери напора в канале с насадочным слоем, и, следовательно, требуется затрачивать больше мощности на прокачку теплоносителя.

Полученные выражения [61,111,129] для тепловой эффективности в насадочном слое рекомендуются применять в практических расчетах каталитических или иных процессов при $T_{гр} \approx \mathrm{const}$, а также при известной функции $T_{гр} = f(x)$.

2.8 Теплопередача от труб, заполненных хаотичной насадочной упаковкой

Далее рассмотрен процесс теплообмена в канале с насадкой (перенос тепла через стенки канала с окружающей средой).

При такой постановке хаотичный насадочный слой рассматривается как турбулизатор потока, позволяющий развить конвективное перемешивание в слое со значительным повышением степени турбулизации потока и проводить процесс при турбулентном режиме, когда без насадки в канале режим ламинарный.

Общий расчет теплопередачи в канале с насадкой ведется по известному алгоритму (как и в незаполненных каналах) только с учетом конвективного коэффициента теплообмена в насадочном слое, что существенно позволяет повысить проводимый процесс теплообмена. Расчет включает нахождение распределения температур в насадочном слое и необходимого отвода количества теплоты, площади поверхности теплообмена или (при заданной поверхности) разности между средней температурой потока в канале и температурой среды, омывающей канал снаружи. Распределение температур в слое определяется коэффициентом теплопроводности насадочного слоя, а теплообмен от слоя к наружной среде – коэффициентом теплопередачи *k*.

Для определения коэффициента теплоотдачи в каналах, заполненных стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем), необходимо нахождение пристенного коэффициента теплоотдачи.

Общий коэффициент пристенной теплоотдачи представляется как [29]

$$\mathrm{Nu}_{\text{ст}} = \mathrm{Nu}_{\text{ст}}^{0} + \mathrm{Nu}_{\text{ст}}^{\text{к}}, \tag{2.122}$$

или

$$\alpha_{\text{ст}} = \alpha_{\text{ст}}^{0} + \alpha_{\text{ст}}^{\text{к}}, \tag{2.123}$$

где $\alpha_{\text{ст}}^{\text{к}}$ – конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи; $\alpha_{\text{ст}}^{0}$ – постоянная составляющая коэффициента теплоотдачи.

Постоянная составляющая рассчитывается, исходя из модели пристенного слоя как для квазигомогенной среды.

Каналы, образуемые стенкой и насадкой, меньше в случае насадок из форм, отличающихся от сферических. Для насадок при порозности слоя $\varepsilon_{\text{св}} > 0{,}9$, можно принять $\alpha_{\text{ст}} \approx \alpha_{\text{ст}}^{\text{к}}$, т.к. $\alpha_{\text{ст}}^{\text{к}} >> \alpha_{\text{ст}}^{0}$.

Таким образом, число Нуссельта пристенной теплоотдачи можно записать в виде

$$\text{Nu}_{\text{ст}} = \alpha_{\text{ст}} d / \lambda, \tag{2.124}$$

где $\text{Nu}_{\text{ст}}$ вычисляется по формулам (2.87) – (2.90).

Рассмотрим для проведения процесса теплообмена канал длиной $L = 2$ м и диаметром $d = 0{,}1$ м. Режим течения потока в канале (трубе) без насадки ламинарный. С целью интенсификации проводимого процесса теплообмена, в канал помещается хаотичный насадочный слой, через который протекает жидкость. В качестве насадок использовались: кольца Палля (разм. 15 мм); насадки «Инжехим» (разм. 16 мм). Как известно, использование хаотичного насадочного слоя, в качестве интенсификатора теплообмена, способствует турбулизации потока в канале ($\text{Re}_{\text{э}} > 40$).

Определим тепловую эффективность в канале со стационарным хаотичным насадочным слоем с применением критериальных выражений чисел Нуссельта. Сопоставим значения тепловой эффективности интенсифицированного теплообмена с применением хаотичного насадочного слоя (упаковки), найденные по выражению (2.87), относительно пустотелого канала. По полученным результатам расчета даны зависимости безразмерного комплекса $\text{Nu} / \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,333} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}$ от числа Рейнольдса Re_d.

Коэффициент теплоотдачи в каналах (трубах) без насадки при ламинарном режиме можно вычислить на основе использования известного выражения [143]

$$\mathrm{Nu}_d = 1{,}4\left(\mathrm{Re}_d \frac{d}{l}\right)^{0,4} \mathrm{Pr}_{ж}^{0,333}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25}, \qquad (2.125)$$

где Pr – число Прандтля; индексы «ж» и «ст» означают, что физические свойства выбираются по средней температуре жидкости и стенки соответственно; $(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25}$ – множитель позволяет учитывать зависимость физических свойств c_p, λ, μ (в основном вязкости) от температуры и влияние направления теплового потока; в ряде случаев множитель $(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25}$ в формуле не играет существенной роли, это объясняется близким значением температуры стенки со средней по сечению температурой потока.

Коэффициенты гидравлического сопротивления для насадок (при $\mathrm{Re}_э > 40$) находятся по выражениям (2.6) – (2.13), соответственно.

На рисунке 2.14 представлены результаты расчетов средней теплоотдачи в виде безразмерного комплекса при ламинарном течении вязких жидкостей в пустотелой трубе и при турбулентном режиме в трубе с хаотичными насадками.

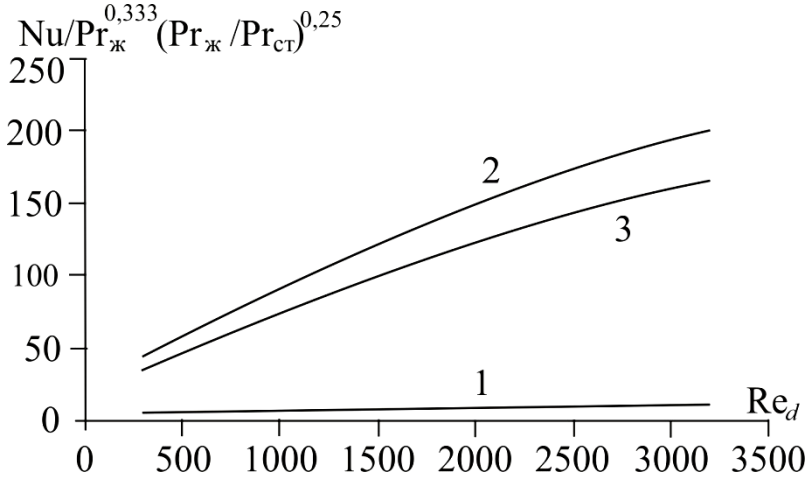


Рис. 2.14. Средняя теплоотдача в зависимости от режима течения Re_d: 1 − в трубе; 2 − в канале с кольцами Палля; 3 − в канале с насадкой «Инжехим».

При процессе теплообмена в ламинарном режиме в трубе без насадки значение коэффициента теплоотдачи невысокое (линия 1). На основе полученных результатов видно, что турбулизация потока за счет хаотичного насадочного слоя, вызывает повышение среднего

пристенного коэффициента теплоотдачи вязких жидкостей в десятки раз. Преимуществом применения хаотичной насадочной упаковки (слоя) является то, что упаковка (засыпка элементов) может выполняться в обычные теплообменные аппараты при небольших конструктивных изменениях.

Проведем сравнительную оценку тепловой эффективности различных интенсификаторов теплообмена. Среди рассматриваемых интенсификаторов: насадочные слои (упаковки), состоящие из колец Рашига (разм. 10 мм), насадок «Инжехим» (разм. 8 мм), седлообразных насадок «Берля» (разм. 12,5 мм); кольцевые выступы с различным шагом S/D накатки при d/D = 0,92.

Значения тепловой эффективности для насадочных слоев, используемых в качестве интенсификаторов теплообмена, вычисляются по выражению (2.124), где конвективный коэффициент теплоотдачи находится по выражению (2.87). Кривые для интенсификаторов теплообмена с кольцевыми выступами с различным шагом взяты из работы [144].

На рисунке 2.15 представлена зависимость комплекса $\mathrm{Nu}/\mathrm{Pr}^{0,33}$ от числа Рейнольдса для различных интенсификаторов в логарифмических координатах.

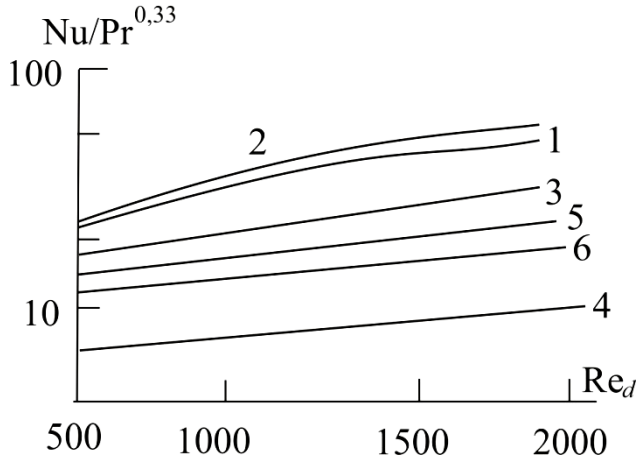


Рис. 2.15. Зависимость безразмерного комплекса $\mathrm{Nu}/\mathrm{Pr}^{0,33}$ от числа Рейнольдса Re_d в каналах: 1 – с насадками «Инжехим-2003М»; 2 – с кольцами Рашига; 3 – с седлами «Берля»; 4 – без насадки (пустотелая труба); 5 – с кольцевыми выступами S/D=1,66 [144]; 6 – с кольцевыми выступами S/D=1,94 [144].

Как видно из графика, насадочные слои в качестве интенсификаторов теплообмена показывают высокие значения по

тепловой эффективности. Однако, выбор того или иного интенсификатора теплообмена содержит в себе комплексную задачу исследования не только тепловых, но и гидродинамических характеристик, анализ которых позволяет сделать выбор оптимального соотношения между рабочими поверхностями, эффективностью теплообмена и потерями давления.

2.9 Теплогидравлическая эффективность каналов

Использование контактных устройств (насадок), как и любых из известных методов интенсификации, почти всегда сопровождается ростом гидродинамического сопротивления [97,105,133]. Возрастание гидродинамического сопротивления, которое является одним из основных параметров, влияющих на затраты энергии и мощности, необходимые для перемещения рабочей среды, заставляет производить оценку энергетической эффективности [110,129].

При подборе оптимальных соотношений между интенсивностью теплообмена и гидравлическими потерями, удобно использовать энергетический коэффициент E, характеризующий теплогидродинамическое совершенство организации процесса теплообмена около некоторой поверхности.

Для выбора энергоэффективных и энергосберегающих научно-технических решений по модернизации тепломассообменных аппаратов используются энергетические коэффициенты М.В. Кирпичева (1.7), В.М. Антуфьева (1.12) и другие оценки.

Сравнение различных методов интенсификации теплообмена необходимо проводить по значению теплосъема с единицы поверхности при равных удельных мощностях, потребных на преодоление гидравлических потерь.

В.К. Мигай ввел критерий теплогидравлической эффективности поверхности теплообмена, характеризующий относительную эффективность теплообмена поверхностей при равных затратах мощности на прокачку одно и того же теплоносителя через единицу поверхности [139]

$$\text{И} = \frac{\alpha}{\alpha_0}, \tag{2.126}$$

где α – коэффициент теплоотдачи для сравниваемой поверхности теплообмена, Вт/(м^2·К); α_0 – коэффициент теплоотдачи для гладкой поверхности теплообмена, Вт/(м^2·К).

Для сопоставления тепловой эффективности различных по конструкции интенсификаторов при различных средних температурах потока среды и в разных диапазонах чисел Рейнольдса и Прандтля, можно использовать соотношение [139]

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = f\left(\mathrm{Re}_d\right). \tag{2.127}$$

Коэффициент теплоотдачи вычисляется с применением безразмерного комплекса Нуссельта.

Число Нуссельта для гладкой поверхности теплообмена в трубе находится из известного выражения ($\mathrm{Re}_d < 2300$) [143,144]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}15\,\mathrm{Re}_d^{0{,}33}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}, \tag{2.128}$$

а число Нуссельта для канала с насадкой находится по выражению (2.87).

Выразим из выражений (2.128), (2.87) значение коэффициента теплоотдачи для канала без насадки (пустотелого) и для канала с интенсификатором, соответственно

$$\alpha_0 = \frac{\lambda}{d}\,0{,}15\,\mathrm{Re}_d^{0{,}33}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}, \tag{2.129}$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_э}\,\frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0{,}75}\,\mathrm{Pr}^{0{,}333}\left(\xi/2\right)^{0{,}25}}{1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}/\,\xi^{0{,}25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}\,\xi^{0{,}5}\right)}, \tag{2.130}$$

с учетом выражения (2.126) запишем отношение

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{12{,}3}{\varepsilon_{\text{св}}^{0{,}75}} \left(\frac{d}{d_{\text{э}}} \right)^{0{,}25} \cdot \frac{\text{Re}_d^{0{,}42} (\xi/2)^{0{,}25}}{1{,}48\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}125} / \xi^{0{,}25} + 2{,}5 \ln\left(4\,\text{Re}_{\text{э}}^{0{,}125}\, \xi^{0{,}5}\right)}. \qquad (2.131)$$

Для сравнительной характеристики методов интенсификации теплообмена рассмотрим несколько интенсификаторов, в частности насадочные элементы, с одинаковыми эквивалентными диаметрами, состоящие из: насадок «Инжехим – 2003М» (разм. 8 мм); колец Рашига (разм. 10 мм); седлообразной насадки Берля (разм. 12,5 мм). Диаметр трубы принимаем $d = 0{,}1$ м; длина канала с насадкой $H = 2$ м. Режим течения в трубе ($\text{Re}_d < 2300$) – ламинарный.

Рассмотрим тепловую эффективность насадочного слоя, которая наряду с габаритными и весовыми показателями играет определяющую роль при выборе параметров теплообменников.

На рисунке 2.16 представлена относительная зависимость (2.131) от режима движения среды Re_d.

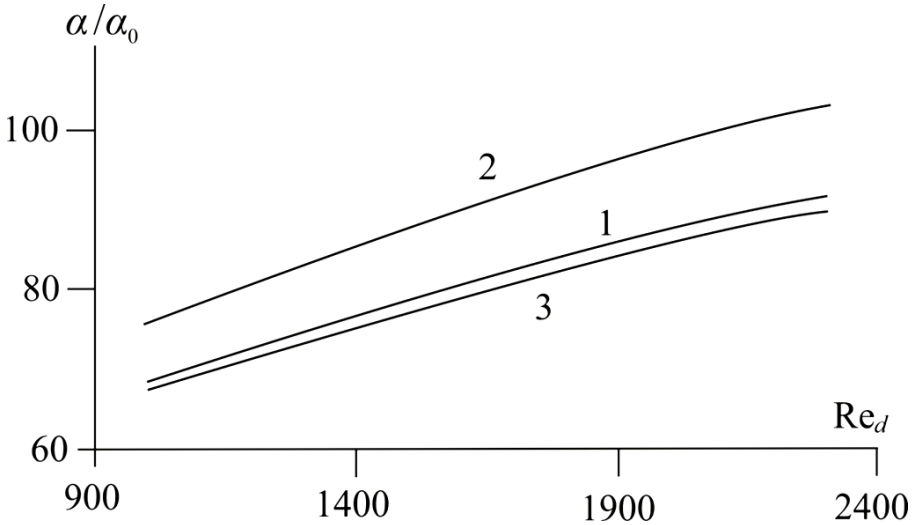


Рис. 2.16. Зависимость отношения коэффициентов теплоотдачи от числа Рейнольдса Re_d в каналах: 1 – с насадками «Инжехим – 2003М» (разм. 8 мм); 2 – с кольцами Рашига (разм. 10 мм); 3 – с седлами Берля (разм. 12,5 мм).

Как уже отмечалось, засыпанные в канал насадочные элементы способствуют переходу от ламинарного течения к интенсивному турбулентному ($\text{Re}_{\text{э}} > 40$). Существуют области выгодного соотношения между увеличением теплообмена и возрастанием гидросопротивления.

Для сопоставления гидродинамической эффективности различных по конструкции интенсификаторов целесообразно применение соотношения

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \frac{\xi}{\xi_0} \frac{d}{d_э \, \varepsilon_{св}^2} \frac{H}{L}, \qquad (2.132)$$

где ΔP – потери давления в канале, заполненном хаотичной насадочной упаковкой (слоем) (выражение (2.5)), Па; ΔP_0 – потери давления в канале (трубе) без насадки (выражение (2.1)), Па.

Для оценки эффективности рассмотрим потери давления в каналах с применением хаотичных насадочных элементов.

На рисунке 2.17 представлена зависимость потери давления в каналах с насадками от режима движения среды Re_d.

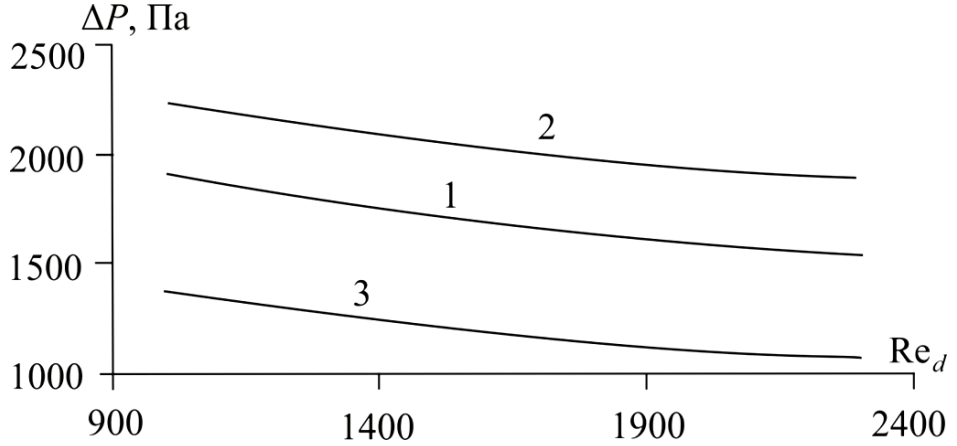


Рис. 2.17. Потери давления в каналах ($H = 0{,}3$ м): 1 – с насадками «Инжехим – 2003М» (разм. 8 мм); 2 – с кольцами Рашига (разм. 10 мм); 3 – с седлами Берля (разм. 12,5 мм).

Рассмотренный подход определения энергетической эффективности, относительно поверхности гладкого канала, позволяет проводить сопоставление и оценку разнообразных интенсификаторов теплообмена между собой.

2.10 Схемы теплообменных аппаратов с хаотичной насадочной упаковкой

В данном разделе показано практическое применение приведенных выше теоретических исследований [61,110,119,129].

На основе применения рассмотренного и научно-обоснованного метода интенсификации теплообмена представлена схема (эскиз) теплообменника (рис. 2.18), содержащая наружную трубу с патрубками для входа и выхода теплоносителя, и внутреннюю трубу с патрубками для входа и выхода нагреваемой среды, а также интенсификатор потока, выполненный в виде стационарного хаотичного насадочного слоя, который расположен во внутренней трубе, при этом хаотичный насадочный слой заполняет внутренную трубу по всей длине [169]. Данная конструкция применима в случае, где нет существенных ограничений по перепаду давления и загрязнений среды.

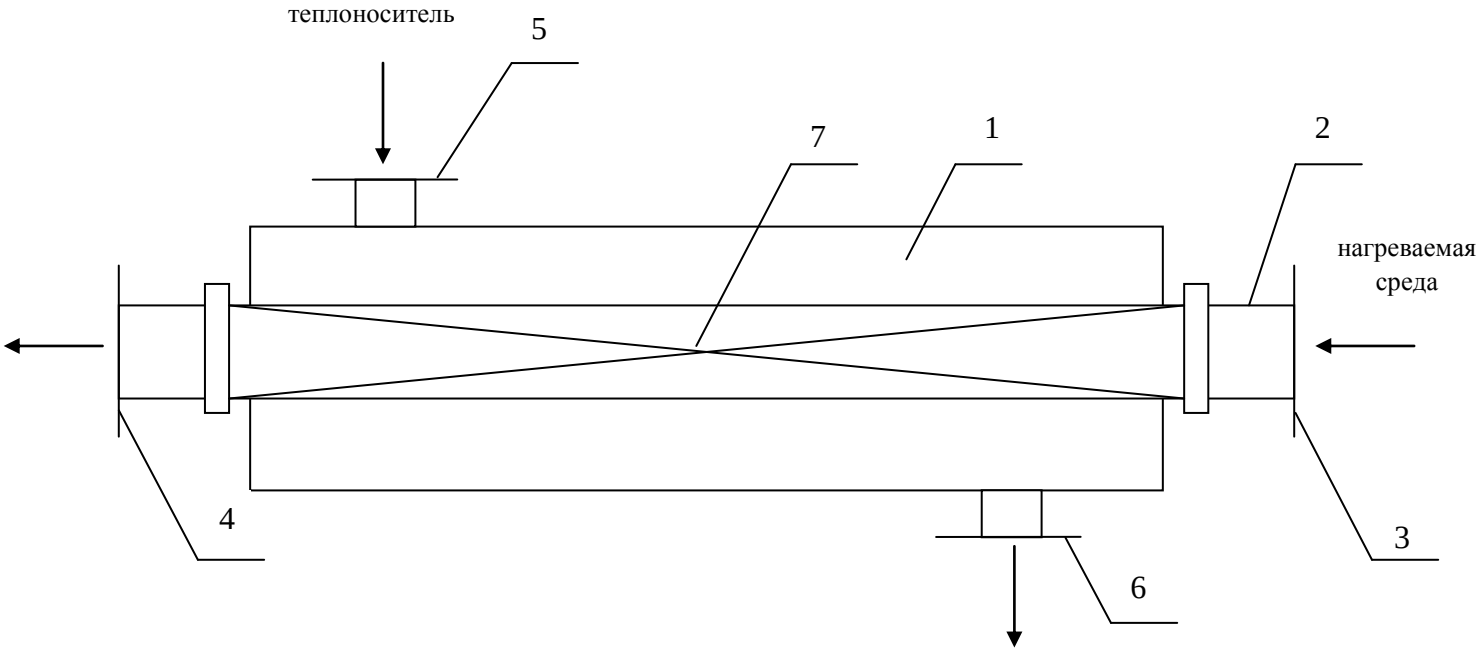


Рис. 2.18. Теплообменник: 1 – наружная труба; 2 – внутренняя труба; 3 – патрубок для входа нагреваемой среды; 4 – патрубок для выхода нагреваемой среды; 5 – патрубок для входа теплоносителя; 6 – патрубок для выхода теплоносителя; 7 – интенсификатор потока, выполненный в виде стационарного хаотичного насадочного слоя.

Теплообменник работает следующим образом. Нагреваемая среда через патрубок 3 внутренней трубы 2, а поток теплоносителя в межтрубном пространстве, образованном трубами 1 и 2, через патрубок 5 одновременно поступают навстречу друг другу. Движение потока – ламинарное (при небольших скоростях). Нагреваемая среда, проходя через стационарный хаотичный насадочный слой, подвергается искусственной турбулентности, при этом существенно интенсифицируется процесс теплообмена. В качестве хаотичного насадочного слоя можно использовать мелкую металлическую

нерегулярную насадку «Инжехим» [76] с номинальным размером 5-7 мм для трубы диаметром 25 мм и 15-20 мм для трубы – 100 мм. Передав тепло другому потоку, теплоноситель выводится через патрубок 6 из теплообменного аппарата. Нагреваемая среда выводится из теплообменного аппарата через патрубок 4 [169].

Если имеются ограничения по перепаду давления, для осуществления процессов охлаждения или нагревания среды предлагается чередование не менее двух проточных насадочных интенсификаторов, встроенных во внутреннюю трубу. При чередовании проточного насадочного интенсификатора потока и внутренней трубы длиной не более 10 диаметров *d* внутренней трубы, после проточного насадочного интенсификатора потока работает эффект входного участка и ламинарный слой практически не успевает сформироваться во внутренней трубе, так как поток теплоносителя опять поступает в слой насадки, это обеспечивает снижение перепада давления примерно в 2 раза без заметного уменьшения коэффициента теплоотдачи [168].

На рисунке 2.19 представлена схема теплообменника с чередующимся интенсификатором потока.

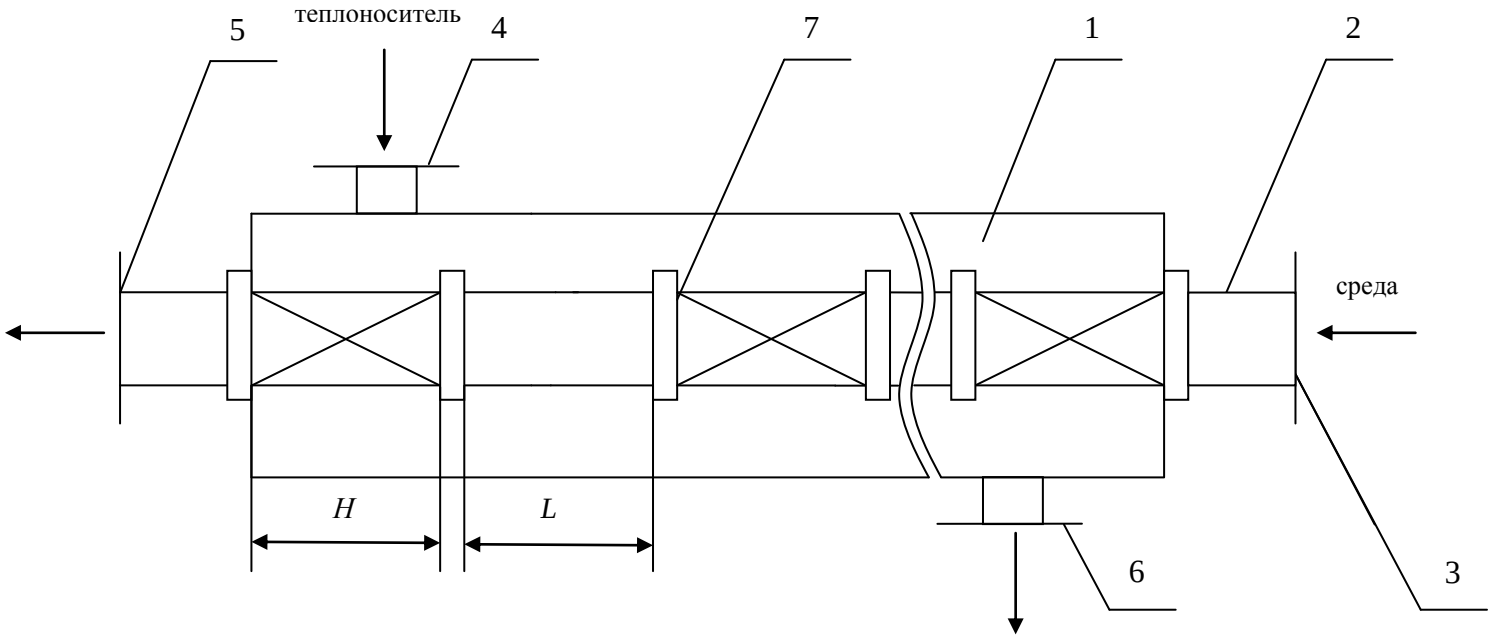


Рис. 2.19. Теплообменник: 1 – наружная труба; 2 – внутренняя труба; 3 – патрубок для входа нагреваемой или охлаждаемой среды; 4 – патрубок для входа теплоносителя; 5 – патрубок для выхода нагреваемой или охлаждаемой среды; 6 – патрубок для выхода теплоносителя; 7 – проточный насадочный интенсификатор.

Принятое соотношение длины H проточного насадочного интенсификатора потока, равное длине L внутренней трубы и составляющее не более 10 диаметров d внутренней трубы, является наиболее рациональным для обеспечения интенсификации процесса теплообмена [168].

Таким образом, использование показанных схем (эскизов) теплообменников, позволит значительно повысить коэффициент теплоотдачи, а простое аппаратурное оформление теплообменного оборудования с применением небольшого количества деталей, применить такие аппараты в небольших помещениях и площадках, не снижая при этом эффективности теплообмена [168,169].

2.11 Примеры расчетов теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с элементами интенсификации

Рассмотрена задача [61] нахождения необходимой поверхности теплообмена и числа теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» для нагревания нефти дистиллятом дизельного топлива. Один из теплоносителей (дистиллят дизельного топлива) движется по внутренним трубам, делая в них два захода; другой теплоноситель (нефть) движется в межтрубном пространстве кольцевого сечения, делая в нем тоже два захода. В теплообменнике осуществляется полный противоток. Теплообменные аппараты могут иметь одну, две или три секции, включающиеся последовательно.

Нефть нагревают дистиллятом дизельного топлива при следующих исходных данных:

дистиллят дизельного топлива:

количество G_1 = 16000 кг/ч;

относительная плотность ρ_{277}^{293} = 0,835;

кинематическая вязкость при 293 К $\nu_{293} = 1{,}05 \cdot 10^{-6}$ м^2/с;

кинематическая вязкость при 323 К $\nu_{323} = 1 \cdot 10^{-6}$ м^2/с;

начальная температура $T_1^{'}$ = 538 К;

нефть:

количество G_2 = 80000 кг/ч;

относительная плотность ρ_{277}^{293} = 0,860;

кинематическая вязкость при 293 К ν_{293} = 2·10^{-6} м^2/с;

кинематическая вязкость при 323 К ν_{323} = 1,7·10^{-6} м^2/с;

начальная температура $T_2^{'}$ = 393 К.

Рассматриваются три варианта расчета:

1) наружная и внутренняя трубы гладкие;

2) наружная поверхность внутренней трубы оребренная;

3) внутренняя труба заполнена хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$ = 0,0049 м; $\varepsilon_{св}$ = 0,91 м^3/м^2).

1. Определение температуры нефти на выходе из теплообменника и его тепловая нагрузка

$$G_1\left(q_{T_1^{'}}^{ж} - q_{T_1^{''}}^{ж}\right)\eta = G_2\left(q_{T_2^{''}}^{ж} - q_{T_2^{'}}^{ж}\right), \qquad (2.133)$$

где $q_{T_1^{'}}^{ж}, q_{T_1^{''}}^{ж}$ – энтальпия дистиллята дизельного топлива при начальной ($T_1^{'}$) и конечной ($T_1^{''}$) температурах, кДж/кг; $q_{T_2^{'}}^{ж}, q_{T_2^{''}}^{ж}$ – энтальпия нефти при начальной ($T_2^{'}$) и конечной ($T_2^{''}$) температурах, кДж/кг; η – коэффициент использования тепла, равный 0,93 – 0,97 (принимаем значение 0,95).

На основании практических данных принимаем конечную температуру дистиллята дизельного топлива $T_1^{''}$ = 433 К [92].

Для дальнейших расчетов воспользуемся данными пересчета относительных плотностей теплоносителей с ρ_{277}^{293} на ρ_{288}^{288} [192]: для дистиллята дизельного топлива ρ_{288}^{288} = 0,839; для нефти ρ_{288}^{288} = 0,863.

Энтальпии теплоносителей определяем по табличным данным:

$q_{T_1^{'}}^{ж} = q_{538}^{ж}$ = 618 кДж/кг; $q_{T_1^{'}}^{ж} = q_{433}^{ж}$ = 342 кДж/кг; $q_{T_2^{'}}^{ж} = q_{393}^{ж}$ = 244 кДж/кг.

Из уравнения (2.132) определяем энтальпию нефти

$$16000 \cdot (618 - 342) \cdot 0{,}95 = 80000\left(q_{T_2^{''}}^{ж} - 244\right), \qquad (2.134)$$

откуда $q_{T_2''}^{ж} = 297$ кДж/кг и соответствующая этой энтальпии конечная температура нефти $T_2'' = 414$ К.

Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q_1 = G_1\left(q_{T_1'}^{ж} - q_{T_1''}^{ж}\right) = 16000(618 - 342) = 4{,}42 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч} = 1226{,}7 \quad (2.135)$$

2. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор $\Delta T_{ср}$ в теплообменнике определяется по формуле Грасгофа, с учетом, что в аппарате осуществляется противоток

$$\Delta T_{ср} = \frac{\Delta T_{макс} - \Delta T_{мин}}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta T_{макс}}{\Delta T_{мин}}}, \quad (2.136)$$

тогда

$$\Delta T_{ср} = \frac{124 - 40}{2{,}3 \lg \dfrac{124}{40}} = 74 \text{ К}. \quad (2.137)$$

3. Выбор теплообменника

Для выбора по действующим нормалям одного из теплообменных аппаратов типа «труба в трубе», следует ориентировочно определить необходимую поверхность теплообмена. На основании практических данных коэффициент теплопередачи в теплообменнике принимают $k = 290$ Вт/(м^2·К) [92].

Поверхность теплообмена вычисляется по формуле

$$F = \frac{Q_1}{k \Delta T_{ср}}, \quad (2.138)$$

и получается равной

$$F = \frac{1226{,}7 \cdot 10^3}{290 \cdot 74} = 57 \text{ м}^2. \qquad (2.139)$$

По нормали ВНИИНефтемаша Н382-56 [53] выбираем теплообменник «труба в трубе» ТТР7-2 с поверхностью теплообмена по наружному диаметру внутренней трубы (без ребер) 30 м^2.

Для обеспечения предварительно найденной поверхности теплообмена 57 м^2, необходимо установить два таких аппарата. Техническая характеристика теплообменника ТТР7-2: диаметр внутренних труб 48×4 мм; диаметр наружных труб 89×5 мм; допускаемая максимальная температура в трубном пространстве – не более 723 К; в межтрубном пространстве – не более 473 К [92].

4. Определение физических параметров теплоносителей при их средних температурах

Сначала определяем следующие физические параметры дистиллята дизельного топлива:

средняя температура $\Delta T_{\text{ср}_1}$

$$\Delta T_{\text{ср}_1} = \frac{T_1^{'} + T_1^{''}}{2} = \frac{538 + 433}{2} = 486 \text{ К}, \qquad (2.140)$$

коэффициент теплопроводности [191]

$$\lambda_{\text{ср1}} = \frac{0{,}1346}{\rho_{288}^{288}}\left(1{,}0 - 0{,}00047 T_{\text{ср1}}\right) = \frac{0{,}1346}{0{,}839}\left(1 - 0{,}00047 \cdot 486\right) = 0{,}123 \qquad (2.141)$$

теплоемкость [191]

$$c_{\text{ср1}} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}}\left(0{,}762 + 0{,}0034 T_{\text{ср1}}\right) =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{0{,}839}}\left(0{,}762 + 0{,}0034 \quad 486\right) = 2{,}64 \text{ кДж/(кг·К)}, \qquad (2.142)$$

относительная плотность

$$\rho_{277}^{T_{\text{ср}1}} = \rho_{277}^{293} - a\left(T_{\text{ср}1} - 293\right) = 0{,}835 - 0{,}000725 \cdot (486 - 293) = 0{,}696, \quad (2.143)$$

кинематическая вязкость (по формуле Гросса) [191]

$$\lg \frac{\nu_1}{\nu_2} = n \lg \frac{T_2 - 273}{T_1 - 273}, \quad (2.144)$$

где n – коэффициент; $\nu_1 = \nu_{293}$ = 1,05·10^{-6} м^2/с; $\nu_2 = \nu_{323}$ = 1·10^{-6} м^2/с; $T_1 = 293$ К; $T_2 = 323$ К.

При известных ν_1 и ν_2, решив формулу относительно n

$$n = \frac{\lg \dfrac{\nu_1}{\nu_2}}{\lg \dfrac{T_2 - 273}{T_1 - 273}} = \frac{\lg \dfrac{1{,}05 \cdot 10^{-6}}{1{,}10 \cdot 10^{-6}}}{\lg \dfrac{323 - 273}{293 - 273}} = 0{,}05, \quad (2.145)$$

значение кинематической вязкости определяется из уравнения (2.144) при 486 К

$$\lg \frac{1{,}05 \cdot 10^{-6}}{\nu_{486}} = 0{,}05 \lg \frac{T_{\text{ср}1} - 273}{T_1 - 273} = 0{,}05 \lg \frac{486 - 273}{293 - 273} = 0{,}0513, \quad (2.146)$$

откуда $\nu_{\text{ср}1} = \nu_{486} = 0{,}92 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Далее приведены физические параметры для нефти:

средняя температура $\Delta T_{\text{ср}2}$

$$\Delta T_{\text{ср}2} = \frac{T_2^{'} + T_2^{''}}{2} = \frac{393 + 414}{2} = 403{,}5\,\text{К}, \quad (2.147)$$

коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{\text{ср}2} = \frac{0{,}1346}{\rho_{288}^{288}}\left(1{,}0 - 0{,}00047 T_{\text{ср}2}\right) = \frac{0{,}1346}{0{,}839}\left(1 - 0{,}00047 \cdot 403{,}5\right) = 0{,}125 \quad (2.148)$$

Теплоемкость

$$c_{\text{ср}2} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}}\left(0{,}762 + 0{,}0034 T_{\text{ср}2}\right) =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{0{,}839}}\left(0{,}762 + 0{,}0034 \cdot 403{,}5\right) = 2{,}282\,\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}, \qquad (2.149)$$

относительная плотность

$$\rho_{277}^{\text{T}_{\text{ср}2}} = \rho_{277}^{293} - a\left(T_{\text{ср}2} - 293\right) = 0{,}835 - 0{,}000725\left(403{,}5 - 293\right) = 0{,}784, \qquad (2.150)$$

кинематическая вязкость (по формуле Гросса) $\nu_{\text{ср}2} = \nu_{404} = 1{,}43 \cdot 10^{-6}$ [92].

5. Определение коэффициента теплоотдачи

5.1.1 Коэффициент теплоотдачи α_1 от дистиллята дизельного топлива к внутренней поверхности малой трубы.

Скорость потока дизельного топлива

$$u_1 = \frac{G_1}{3600\,\rho_{\text{ср}1}\,f_1}, \qquad (2.151)$$

где $f_1 = \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} N_1$ – площадь поперечного сечения всех труб в одном ходу аппарата, м^2; $d_{\text{в}} = 0{,}04$ – внутренний диаметр внутренней трубы, м; $N_1 = 7$ – число труб в одном ходу [53].

Площадь поперечного сечения всех труб в одном ходу аппарата

$$f_1 = \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} N_1 = 0{,}785 \cdot 0{,}04^2 \cdot 7 = 0{,}0088\ \text{м}^2, \qquad (2.152)$$

тогда

$$u_1 = \frac{16000}{3600 \cdot 696 \cdot 0{,}0088} = 0{,}73 \text{ м/с}. \qquad (2.153)$$

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{\text{ср}1} = \frac{u_1 d_{\text{в}}}{\nu_{\text{ср}1}} = \frac{0{,}73 \cdot 0{,}04}{0{,}92 \cdot 10^{-6}} = 31700. \qquad (2.154)$$

Коэффициент теплоотдачи [142]

$$\alpha_1 = 0{,}021 \frac{\lambda_{\text{ср}1}}{d_{\text{в}}} \mathrm{Re}_{\text{ср}1}^{0{,}8} \mathrm{Pr}_{\text{ср}1}^{0{,}43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}1}}{\mathrm{Pr}_{u_1}} \right)^{0{,}25}, \qquad (2.155)$$

где $\mathrm{Pr}_{\text{ср}1}$ – критерий Прандтля

$$\mathrm{Pr}_{\text{ср}1} = \frac{\nu_{\text{ср}1} c_{\text{ср}1} \rho_{\text{ср}1}}{\lambda_{\text{ср}1}} = \frac{0{,}92 \cdot 10^{-6} \cdot 264 \cdot 10^3 \cdot 696}{0{,}123} = 13{,}7, \qquad (2.156)$$

и для предварительного расчета принято [92] $\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}1}}{\mathrm{Pr}_{u_1}} \right)^{0{,}25} \approx 1.$

Тогда по формуле (2.155) находим коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = 0{,}021 \frac{0{,}123}{0{,}04} 31700^{0{,}8} 13{,}7^{0{,}43} = 791 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \qquad (2.157)$$

5.1.2 Коэффициент теплоотдачи α_1' от дистиллята дизельного топлива к внутренней поверхности малой трубы, заполненной хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим».

Коэффициент теплоотдачи α_1' от дистиллята дизельного топлива к внутренней поверхности малой трубы, заполненной хаотичной насадочной упаковкой (слоем из насадок «Инжехим»)

$$\alpha_1' = \frac{\mathrm{Nu}_э \lambda_{ср1}}{d_э}, \qquad (2.158)$$

где $\mathrm{Nu}_э$ – критерий Нуссельта, определяемый по формуле (2.87)

$$\mathrm{Nu}_э = \frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0,75}\ \mathrm{Pr}^{0,333}\ (\xi/2)^{0,25}}{1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0,125}/\xi^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0,125}\ \xi^{0,5}\right)}, \qquad (2.159)$$

где $\mathrm{Re}_э$ – критерий Рейнольдса; Pr = 13,7 – критерий Прандтля; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя.

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{э1} = \frac{u_{ср1} d_э^{'}}{\nu_{ср2}} = \frac{0{,}8 \cdot 0{,}0049}{0{,}92 \cdot 10^{-6}} = 4260{,}9, \qquad (2.160)$$

где $u_{ср1}$ – средняя скорость теплоносителя (нефти) в насадке; $d_э^{'}$ = 0,0049 м – эквивалентный диаметр насадки, м.

Средняя скорость в насадке

$$u_{ср1} = \frac{u_1}{\varepsilon_{св}} = \frac{0{,}73}{0{,}91} = 0{,}8 \text{ м/с}. \qquad (2.161)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления (2.7)

$$\xi = \frac{26{,}18}{\mathrm{Re}_э^{0,248}} = \frac{26{,}18}{4260{,}9^{0,248}} = 3{,}3. \qquad (2.162)$$

Критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_э = \frac{1{,}85 \cdot 4260{,}9^{0,75} \cdot 13{,}7^{0,333} \cdot (3{,}3/2)^{0,25}}{1{,}48 \cdot 4260{,}9^{0,125}/3{,}3^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4 \cdot 4260{,}9^{0,125} \cdot 3{,}3^{0,5}\right)} = 246{,}6 \qquad (2.163)$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1^{'} = \frac{\mathrm{Nu}_э \lambda_{ср1}}{d_э} = \frac{246{,}6 \cdot 0{,}123}{0{,}0049} = 6190{,}2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \qquad (2.164)$$

Как видно, коэффициент теплоотдачи от дистиллята дизельного топлива к внутренней поверхности трубы, заполненной хаотичной насадочной упаковкой (слоем из насадок «Инжехим»), более чем в 7 раза выше коэффициента теплоотдачи к внутренней поверхности пустотелой трубы.

5.2 Коэффициент теплоотдачи α_2 от наружной поверхности малой трубы к нефти.

5.2.1 Коэффициент теплоотдачи α_2 от гладкой наружной поверхности малой трубы к нефти.

Площадь кольцевого сечения в межтрубном пространстве определяется как

$$f_2 = 0{,}785 N_1 \left(D_в^2 - d_н^2\right) = 0{,}785 \cdot 7\left(0{,}079^2 - 0{,}048^2\right) = 0{,}022 \text{ м}^2, \qquad (2.165)$$

где $D_в = 0{,}079$ – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_н = 0{,}048$ – наружный диаметр внутренней трубы, м.

Скорость потока нефти

$$u_2 = \frac{G_2}{3600\,\rho_{ср2}\,f_2} = \frac{80000}{3600 \cdot 784 \cdot 0{,}022} = 1{,}29 \text{ м/с}. \qquad (2.166)$$

Эквивалентный диаметр кольцевого сечения приближенно равен

$$d_э = D_в - d_н = 0{,}079 - 0{,}048 = 0{,}031\text{м}. \qquad (2.167)$$

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{ср2} = \frac{u_2 d_э}{\nu_{ср2}} = \frac{1{,}29 \cdot 0{,}031}{1{,}43 \cdot 10^{-6}} = 28000. \qquad (2.168)$$

Коэффициент теплоотдачи, принимая во внимание $\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}}{\mathrm{Pr}_{u_2}}\right)^{0,25} \approx 1$, определяем по формуле [142]

$$\alpha_2 = 0{,}021\frac{\lambda_{\text{ср}2}}{d_{\text{э}}}\mathrm{Re}_{\text{ср}2}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}}{\mathrm{Pr}_{u_2}}\right)^{0,25} =$$

$$= 0{,}021\frac{0{,}125}{0{,}031}28000^{0,8}20{,}5^{0,43} = 1104 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}, \qquad (2.169)$$

где $\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}$ – критерий Прандтля, вычисляется по выражению

$$\mathrm{Pr}_{\text{ср}2} = \frac{\nu_{\text{ср}2}c_{\text{ср}2}\rho_{\text{ср}2}}{\lambda_{\text{ср}2}} = \frac{1{,}43\cdot 10^{-6}\cdot 2{,}282\cdot 10^{3}\cdot 784}{0{,}125} = 20{,}5. \qquad (2.170)$$

5.2.2 Коэффициент теплоотдачи $\alpha_2^{'}$ от оребренной наружной поверхности малой трубы к нефти.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_2^{'}$ от оребренной наружной поверхности малой трубы к нефти находим по формуле [163]

$$\alpha_2^{'} = \alpha_2\left(1 + \frac{2h\beta - \delta}{S}\right), \qquad (2.171)$$

где $h = 0{,}013$ – высота ребра, м; β – характеристика эффективности прямых продольных ребер; $\delta = 0{,}001$ – толщина ребра, м; S – шаг ребер по окружности трубы, м.

Значение характеристики эффективности прямых продольных ребер определяется из выражения

$$\beta = \frac{\mathrm{th}(mh)}{mh}, \qquad (2.172)$$

где th(mh) – гиперболический тангенс произведения mh, определяемый

по табличным данным [142], m – рассчитывается по формуле

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_2}{\delta\lambda_р}}, \tag{2.173}$$

где $\lambda_р = 46{,}5$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности материала ребер [92].

Тогда

$$\beta = \frac{\text{th}\left(\sqrt{\frac{2\alpha_2}{\delta\lambda_p}}h\right)}{\sqrt{\frac{2\alpha_2}{\delta\lambda_p}}h} = \frac{\text{th}\left(\sqrt{\frac{2\cdot 1104}{0{,}001\cdot 46{,}5}}\cdot 0{,}013\right)}{\sqrt{\frac{2\cdot 1104}{0{,}001\cdot 46{,}5}}\cdot 0{,}013} = 0{,}348. \tag{2.174}$$

Шаг ребер по окружности трубы определяется по формуле

$$S = \frac{\pi d_н}{n} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}048}{20} = 0{,}0075\,\text{м}, \tag{2.175}$$

где n =20 – число прямых продольных ребер [92].

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_2^{'}$ от оребренной наружной поверхности малой трубы к нефти

$$\alpha_2^{'} = 1104\cdot\left(1 + \frac{2\cdot 0{,}013\cdot 0{,}348 - 0{,}001}{0{,}0075}\right) = 2265 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}. \tag{2.176}$$

Согласно данным Хоблера [183] применение ребристой поверхности целесообразно при $\frac{2\lambda_p}{\alpha_2\delta} > 5$. Таким образом, для рассматриваемого случая $\frac{2\lambda_p}{\alpha_2\delta} = \frac{2\cdot 46{,}5}{1104\cdot 0{,}001} = 84 > 5$.

Как видно, коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к нефти более чем в 2 раза выше коэффициента теплоотдачи от гладкой

поверхности к нефти [92].

6. Определение коэффициента теплопередачи

6.1 В случае отсутствия оребрения

При отсутствии оребрения и чистых поверхностях труб коэффициент теплопередачи вычисляется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{791} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{1104}} = 446 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \qquad (2.177)$$

При отсутствии оребрения и загрязненных поверхностях труб коэффициент теплопередачи

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{446} + 0{,}00061 + 0{,}00104} = 258 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad (2.178)$$

где согласно литературным источникам [92,160], принимаем тепловое сопротивление загрязнений со стороны дистиллята дизельного топлива $\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0{,}00061$; со стороны нефти $\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0{,}00104$.

6.2 При оребрении наружной поверхности внутренней трубы

При оребрении наружной поверхности внутренней трубы и отсутствии загрязнения коэффициент теплопередачи определяется по уравнению аддитивности

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2'} + \frac{F_1}{F_2}} = \frac{1}{\frac{1}{791} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{2265}\cdot\frac{30}{129}} = 688 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad (2.179)$$

где $F_2 = \varphi F_1 = 4{,}3 \cdot 30 = 129$ – величина ребристой поверхности, м^2; $F_1 = 30$ – поверхность теплообмена по наружному диаметру внутренней трубы, без ребер, м^2; φ =4,3 – коэффициент оребрения [53].

Как видно, коэффициент теплопередачи в 1,54 раза выше, чем при

неоребренной поверхности.

При оребрении наружной поверхности внутренней трубы и наличии загрязнений, с учетом значений тепловых сопротивлений коэффициент теплопередачи вычисляется по формуле

$$k_1' = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{688} + 0{,}00061 + 0{,}00104} = 323 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.180)$$

6.3 При заполнении внутренней трубы хаотичной насадочной упаковкой (слоем)

При заполнении внутренней трубы хаотичной насадочной упаковкой (слоем) и отсутствии загрязнения коэффициент теплопередачи равен

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1'} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6190{,}2} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{1104}} = 869 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.181)$$

При заполнении внутренней трубы хаотичной насадочной упаковкой (слоем) и наличии загрязнений коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k_2' = \frac{1}{\frac{1}{k_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{869} + 0{,}00061 + 0{,}00104} = 357 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.182)$$

Как видно, коэффициент теплопередачи в 1,26 раза выше, чем при оребренной поверхности и в 1,9 раза выше, чем при неоребренной поверхности.

7. Определение поверхности теплообмена

В соответствии с поставленной задачей, поверхность теплообмена рассчитывалась для трех случаев:

7.1 При отсутствии оребрения и загрязненных поверхностях поверхность теплообмена

$$F' = \frac{Q_1}{k'\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{1226{,}7 \cdot 10^3}{258 \cdot 74} = 65\,\text{м}^2. \qquad (2.183)$$

Необходимое число сдвоенных секций (теплообменников) равно

$$Z' = \frac{65}{30} = 2{,}2\,. \qquad (2.184)$$

С запасом принято Z' = 3.

7.2 При оребрении труб и загрязнениях поверхность теплообмена определяется по выражению

$$F_1' = \frac{Q_1}{k_1'\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{1226{,}7 \cdot 10^3}{323 \cdot 74} = 51\ \text{м}^2. \qquad (2.185)$$

Необходимое число сдвоенных секций (теплообменников)

$$Z_1' = \frac{51}{30} = 1{,}7\,. \qquad (2.186)$$

С запасом принято Z_1' = 2.

7.3 При заполнении внутренней трубы хаотичной насадочной упаковкой (слоем) и загрязненных поверхностях поверхность теплообмена равна

$$F_2' = \frac{Q_1}{k_2'\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{1226{,}7 \cdot 10^3}{357 \cdot 74} = 46{,}4\ \text{м}^2. \qquad (2.187)$$

В таблице 3 сведены полученные расчетные значения для теплообменника типа «труба в трубе», в котором нагревается нефть.

Таблица 3

Расчетные значения для теплообменника типа «труба в трубе»

№ п/п	Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м^2·К),	Потребная поверхность теплообмена F, м^2
1	258	65
2	323	51
3	357	46,4

Примечание: 1) наружная и внутренняя трубы гладкие; 2) наружная поверхность внутренней трубы оребренная; 3) внутренняя труба заполнена хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$ = 0,0049 м; $\varepsilon_{св}$ = 0,91 м^3/м^2).

Из расчета следует, что необходимая условная (гладкая) поверхность теплообмена при оребрении в 1,27 раза меньше, чем при гладких трубах. Необходимая условная (гладкая) поверхность теплообмена при заполнении внутренней трубы хаотичной насадочной в 1,4 раза меньше, чем при гладких трубах, и в 1,1 раза меньше, чем при оребрении поверхности.

Эффект применения хаотичного насадочного слоя был бы значительно большим, если в качестве теплоносителей используются более вязкие продукты.

Далее рассмотрен пример расчета теплообменника типа «труба в трубе» для охлаждения турбинного масла.

Один из теплоносителей (вода) движется по внутренним трубам, другой теплоноситель (масло турбинное) движется в межтрубном пространстве кольцевого сечения. В теплообменнике осуществляется противоток.

Масло турбинное охлаждают водой при следующих исходных данных:

масло турбинное:

расход G_1 = 2880 кг/ч; начальная температура $T_1^{'}$ = 318 К;

вода:

расход G_2 = 19440 кг/ч; начальная температура $T_2^{'}$ = 298 К.

Рассматривается четыре варианта расчета: 1) наружная и внутренняя трубы гладкие; 2) внутренняя труба заполнена хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$ = 0,0049 м; $\varepsilon_{св} = 0{,}91$ м^3/м^2); 3) кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнено хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$ = 0,0049 м; $\varepsilon_{св} = 0{,}91$ м^3/м^2); 4) внутренняя труба и кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнены хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$ = 0,0049 м; $\varepsilon_{св} = 0{,}91$ м^3/м^2).

Для определения теплофизических свойств теплоносителей задаемся их температурами на выходе из теплообменника. Принимаем, что на выходе температуры масла и воды соответственно равны: T_1'' = 309 К, T_2'' = 302 К.

1. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор $\Delta T_{ср}$ в теплообменнике определяется по формуле Грасгофа, с учетом, что в аппарате осуществляется противоток

$$\Delta T_{ср} = \frac{\Delta T_{макс} - \Delta T_{мин}}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta T_{макс}}{\Delta T_{мин}}}, \qquad (2.188)$$

тогда

$$\Delta T_{ср} = \frac{20 - 7}{2{,}3 \lg \dfrac{20}{7}} = 12 \text{ К}. \qquad (2.189)$$

2. Выбор теплообменника

Выбираем элемент теплообменника «труба в трубе» ТТ-80 (ГОСТ 9930-78). Техническая характеристика теплообменника ТТ-80: диаметр внутренних труб 48×4 мм; диаметр наружных труб 80×5 мм; длина труб L = 6 м.

3. Определение физических параметров теплоносителей при их

средних температурах

Теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах находим из табличных данных [180]. Сначала запишем физические параметры для турбинного масла [180]:

средняя температура $\Delta T_{\text{ср}_1}$

$$\Delta T_{\text{ср}_1} = \frac{T_1^{'} + T_1^{''}}{2} = \frac{318 + 309}{2} = 313{,}5 \text{ К}, \tag{2.190}$$

коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ср}1} = 0{,}128$ Вт/(м·К); теплоемкость $c_{\text{ср}1} = 1930$ Дж/(кг·К); плотность ρ_1 = 865 кг/м^3; коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{ср}1} = 35 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Далее приведены физические параметры для воды [142]:

средняя температура $\Delta T_{\text{ср}_2}$

$$\Delta T_{\text{ср}_2} = \frac{T_2^{'} + T_2^{''}}{2} = \frac{302 + 298}{2} = 300 \text{ К}, \tag{2.191}$$

коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ср}2}$ = 0,6015 Вт/(м·К); теплоемкость $c_{\text{ср}2}$ = 4180,3 Дж/(кг·К); плотность ρ_2 = 996 кг/м^3; кинематическая вязкость $\nu_{\text{ср}2} = 0{,}946 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

4. Определение коэффициента теплоотдачи

4.1.1 Коэффициент теплоотдачи α_1 от турбинного масла к наружной поверхности внутренней трубы.

Скорость потока турбинного масла определяется по формуле

$$u_1 = \frac{G_1}{3600\, \rho_{\text{ср}1}\, f_1}, \tag{2.192}$$

где f_1 – площадь кольцевого сечения в межтрубном пространстве

$$f_1 = 0{,}785\left(D_{\text{в}}^2 - d_{\text{н}}^2\right) = 0{,}785 \cdot \left(0{,}07^2 - 0{,}048^2\right) = 0{,}002 \text{ м}^2, \tag{2.193}$$

где $D_{\text{в}} = 0{,}07$ – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{\text{н}} = 0{,}048$ – наружный диаметр внутренней трубы, м.

Тогда

$$u_1 = \frac{2880}{3600 \cdot 865 \cdot 0{,}002} = 0{,}46 \text{ м/с}. \qquad (2.194)$$

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{\text{ср}1} = \frac{u_1 d_{\text{э}}}{\nu_{\text{ср}1}} = \frac{0{,}46 \cdot 0{,}022}{35 \cdot 10^{-6}} = 289, \qquad (2.195)$$

где $d_{\text{э}} = D_{\text{в}} - d_{\text{н}}$ – эквивалентный диаметр кольцевого сечения, м.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле [142]

$$\alpha_1 = 0{,}021 \frac{\lambda_{\text{ср}1}}{d_{\text{э}}} \mathrm{Re}_{\text{ср}1}^{0{,}8} \mathrm{Pr}_{\text{ср}1}^{0{,}43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}1}}{\mathrm{Pr}_{u_1}} \right)^{0{,}25}, \qquad (2.196)$$

где $\mathrm{Pr}_{\text{ср}1}$ – критерий Прандтля находится как

$$\mathrm{Pr}_{\text{ср}1} = \frac{\nu_{\text{ср}1} c_{\text{ср}1} \rho_{\text{ср}1}}{\lambda_{\text{ср}1}} = \frac{35 \cdot 10^{-6} \cdot 1930 \cdot 865}{0{,}128} = 456{,}5, \qquad (2.197)$$

и для предварительного расчета принято $\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}1}}{\mathrm{Pr}_{u_1}} \right)^{0{,}25} \approx 1.$

Тогда по формуле (2.196) вычисляется коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = 0{,}021 \frac{0{,}128}{0{,}022} 289^{0{,}8} 456{,}5^{0{,}43} = 158{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \qquad (2.198)$$

4.1.2 Коэффициент теплоотдачи α_1' от турбинного масла к наружной поверхности внутренней трубы при заполнении кольцевого сечения в межтрубном пространстве хаотичной насадочной упаковкой

(слоем из насадок «Инжехим»).

Коэффициент теплоотдачи α_1'

$$\alpha_1' = \frac{\mathrm{Nu}_{э1}\lambda_{ср1}}{d_э^{'}}, \tag{2.199}$$

где $\mathrm{Nu}_э$ – критерий Нуссельта, вычисляется по формуле (2.87)

$$\mathrm{Nu}_{э1} = \frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_{э1}^{0,75}\,\mathrm{Pr}_{ср1}^{\;0,333}\,(\xi/2)^{0,25}}{1{,}48\,\mathrm{Re}_{э1}^{0,125}/\,\xi^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_{э1}^{0,125}\,\xi^{0,5}\right)}, \tag{2.200}$$

где $\mathrm{Re}_{э1}$ – критерий Рейнольдса; Pr = 456,5 – критерий Прандтля; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя.

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{э1} = \frac{u_{ср1}d_э^{'}}{\nu_{ср1}} = \frac{0{,}5\cdot 0{,}0049}{35\cdot 10^{-6}} = 70{,}8, \tag{2.201}$$

где $u_{ср1}$ – средняя скорость теплоносителя (турбинного масла) в насадке; $d_э^{'}$ = 0,0049 м – эквивалентный диаметр насадки, м.

Среднюю скорость в насадке определяем, используя известное соотношение

$$u_{ср1} = \frac{u_1}{\varepsilon_{св}} = \frac{0{,}46}{0{,}91} = 0{,}5 \text{ м/с}. \tag{2.202}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления насадки

$$\xi = \frac{26{,}18}{\mathrm{Re}_{э1}^{0,248}} = \frac{26{,}18}{70{,}8^{0,248}} = 9. \tag{2.203}$$

Критерий Нуссельта вычисляется по зависимости

$$\mathrm{Nu}_{э1} = \frac{1{,}85 \cdot 70{,}8^{0{,}75} 456{,}5^{\cdot 0{,}333} \cdot (9/2)^{0{,}25}}{1{,}48 \cdot 70{,}8^{0{,}125} / 9^{0{,}25} + 2{,}5 \ln\left(4 \cdot 70{,}8^{0{,}125} \cdot 9^{0{,}5}\right)} = 56{,}4, \quad (2.204)$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1' = \frac{\mathrm{Nu}_{э1} \lambda_{ср1}}{d_э^{'}} = \frac{56{,}4 \cdot 0{,}128}{0{,}0049} = 1473{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.205)$$

Как видно, коэффициент теплоотдачи от турбинного масла к наружной поверхности внутренней трубы, при заполнении кольцевого сечения в межтрубном пространстве хаотичной насадочной упаковкой, более чем в 9 раз выше коэффициента теплоотдачи к наружной поверхности внутренней трубы (без насадки).

4.2 Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки внутренней трубы к воде.

4.2.1 Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки внутренней гладкой (без насадки) трубы к воде.

Скорость потока воды

$$u_2 = \frac{G_2}{3600\, \rho_{ср2}\, f_2} = \frac{19440}{3600 \cdot 996 \cdot 0{,}001256} = 4{,}3 \text{ м/с}, \quad (2.206)$$

где $f_2 = \frac{\pi d_в^2}{4}$ – площадь поперечного сечения труб, м^2; $d_в = 0{,}04$ – внутренний диаметр внутренней трубы, м.

Площадь поперечного сечения труб

$$f_2 = \frac{\pi d_в^2}{4} = 0{,}785 \cdot 0{,}04^2 = 0{,}001256 \text{ м}^2. \quad (2.207)$$

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{ср2} = \frac{u_2 d_в}{\nu_{ср2}} = \frac{4{,}3 \cdot 0{,}04}{0{,}9457 \cdot 10^{-6}} = 181875{,}9. \quad (2.208)$$

Коэффициент теплоотдачи, принимая $\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}}{\mathrm{Pr}_{u_2}}\right)^{0,25} \approx 1$, определяем по формуле [142]

$$\alpha_2 = 0{,}021\frac{\lambda_{\text{ср}2}}{d_{\text{в}}}\mathrm{Re}_{\text{ср}2}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}^{0,43} =$$

$$= 0{,}021\frac{0{,}6015}{0{,}04}181875{,}9^{0,8}6{,}5^{0,43} = 11413{,}5, \qquad (2.209)$$

где $\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}$ – критерий Прандтля

$$\mathrm{Pr}_{\text{ср}2} = \frac{\nu_{\text{ср}2}c_{\text{ср}2}\rho_{\text{ср}2}}{\lambda_{\text{ср}2}} = \frac{0{,}9457\cdot 10^{-6}\cdot 4180{,}3\cdot 996}{0{,}6015} = 6{,}5. \qquad (2.210)$$

4.2.2 Коэффициент теплоотдачи α_2' от стенки внутренней трубы, заполненной хаотичной насадочной упаковкой (слоем) к воде.

Коэффициент теплоотдачи α_2'

$$\alpha_2' = \frac{\mathrm{Nu}_{\text{э}2}\lambda_{\text{ср}2}}{d_{\text{э}}'}, \qquad (2.211)$$

где $\mathrm{Nu}_{\text{э}}$ – критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_{\text{э}2} = \frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_{\text{э}2}^{0,75}\,\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}{}^{0,333}\,(\xi/2)^{0,25}}{1{,}48\,\mathrm{Re}_{\text{э}2}^{0,125}/\,\xi^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_{\text{э}2}^{0,125}\,\xi^{0,5}\right)}, \qquad (2.212)$$

где $\mathrm{Re}_{\text{э}2}$ – критерий Рейнольдса; $\mathrm{Pr}_{\text{ср}2}$ = 6,5 – критерий Прандтля; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя.

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{э2} = \frac{u_{ср2} d_э^{'}}{\nu_{ср2}} = \frac{4{,}7 \cdot 0{,}0049}{0{,}9457 \cdot 10^{-6}} = 24483{,}3, \qquad (2.213)$$

где $u_{ср2}$ – средняя скорость теплоносителя (воды) в насадке; $d_э^{'}$ = 0,0049 м – эквивалентный диаметр насадки, м.

Среднюю скорость в насадке определяем, используя известное соотношение

$$u_{ср2} = \frac{u_2}{\varepsilon_{св}} = \frac{4{,}3}{0{,}91} = 4{,}7 \text{ м/с}. \qquad (2.214)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле

$$\xi = \frac{26{,}18}{\mathrm{Re}_{э2}^{0{,}248}} = \frac{26{,}18}{24483{,}3^{0{,}248}} = 2{,}1. \qquad (2.215)$$

Критерий Нуссельта вычисляется по зависимости

$$\mathrm{Nu}_{э2} = \frac{1{,}85 \cdot 24483{,}3^{0{,}75} \cdot 6{,}5^{0{,}333} \cdot (2{,}1/2)^{0{,}25}}{1{,}48 \cdot 24483{,}3^{0{,}125} / 2{,}1^{0{,}25} + 2{,}5 \ln\left(4 \cdot 24483{,}3^{0{,}125} \cdot 2{,}1^{0{,}5}\right)} = 612, \qquad (2.216)$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2^{'} = \frac{\mathrm{Nu}_{э2} \lambda_{ср2}}{d_э^{'}} = \frac{612 \cdot 0{,}6015}{0{,}0049} = 75126 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \qquad (2.217)$$

Как видно, коэффициент теплоотдачи от стенки внутренней трубы, заполненной хаотичной насадочной упаковкой, более чем в 6 раз выше коэффициента теплоотдачи от стенки внутренней трубы (без насадки).

5. Определение коэффициента теплопередачи

5.1 Наружная и внутренняя трубы гладкие (без применения интенсификаторов теплообмена).

При чистых поверхностях труб коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{158{,}3} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{11413{,}5}} = 154 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.218)$$

При загрязненных поверхностях труб коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{154} + 0{,}00036 + 0{,}00018} = 142 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (2.219)$$

где согласно литературным источникам [92,160], приближенно принимаем тепловое сопротивление загрязнений со стороны воды $\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0{,}00018$; со стороны турбинного масла $\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0{,}00036$.

5.2 Внутренняя труба заполнена хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

При чистых поверхностях труб коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2'}} = \frac{1}{\frac{1}{158{,}3} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{75126}} = 155{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (2.220)$$

а при загрязненных поверхностях

$$k_1' = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{155{,}8} + 0{,}00036 + 0{,}00018} = 143{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.221)$$

5.3 Кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнено хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

При чистых поверхностях труб коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{'}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1473{,}3} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{11413{,}5}} = 1173{,}2\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (2.222)$$

а при загрязненных поверхностях

$$k_2^{'} = \frac{1}{\frac{1}{k_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1173{,}2} + 0{,}00036 + 0{,}00018} = 718{,}2\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.223)$$

5.4 Внутренняя труба и кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнены хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

При чистых поверхностях труб коэффициент теплопередачи определяется по выражению

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{'}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2^{'}}} = \frac{1}{\frac{1}{1473{,}3} + \frac{0{,}004}{46{,}5} + \frac{1}{75126}} 1285{,}2\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (2.224)$$

а при загрязненных поверхностях

$$k_3^{'} = \frac{1}{\frac{1}{k_3} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1285{,}2} + 0{,}00036 + 0{,}00018} = 758{,}7\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.225)$$

Как видно, при заполнении кольцевого сечения в межтрубном пространстве хаотичной насадочной упаковкой (слоем) коэффициент теплопередачи в 7 раз выше, чем при гладких поверхностях труб, и в 8 раз выше при заполнении, как в межтрубном пространстве, так и во внутренней трубе.

6. Определение поверхности теплообмена

Тепловая нагрузка теплообменника находится по выражению

$$Q_1 = G_1\left(T_1^{'} - T_1^{''}\right) = 2880\left(318 - 309\right)/3600 = 13896\,\text{Вт}. \qquad (2.226)$$

В соответствии с заданием, поверхность теплообмена рассчитывалась для четырех случаев:

6.1 Наружная и внутренняя трубы гладкие

Поверхность теплообмена определяется по уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q_1}{k^{'}\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{13896}{142 \cdot 12} = 8{,}2\,\text{м}^2. \qquad (2.227)$$

6.2 Внутренняя труба заполнена хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

Поверхность теплообмена

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1^{'}\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{13896}{143{,}8 \cdot 12} = 8\,\text{м}^2. \qquad (2.228)$$

6.3 Кольцевое сечение в межтрубном пространства заполнено хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

Поверхность теплообмена

$$F_2 = \frac{Q_1}{k_2^{'}\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{13896}{718{,}2 \cdot 12} = 1{,}6\,\text{м}^2. \qquad (2.229)$$

6.4 Внутренняя труба и кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнены хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

Поверхность теплообмена

$$F_3 = \frac{Q_1}{k_3^{'}\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{13896}{758{,}7 \cdot 12} = 1{,}5\,\text{м}^2. \qquad (2.230)$$

В таблице 4 сведены полученные расчетные значения для теплообменника типа «труба в трубе», в котором охлаждается

турбинное масло.

Таблица 4

Расчетные значения для теплообменника типа «труба в трубе»

№ п/п	Коэффициент теплопередачи *k*, Вт/(м^2·К),	Потребная поверхность теплообмена *F*, м^2
1	142	8,2
2	143,8	8
3	718,2	1,6
4	758,7	1,5

Примечание: 1) наружная и внутренняя трубы гладкие; 2) внутренняя труба заполнена хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$ = 0,0049 м; $\varepsilon_{св}$ = 0,91 м^3/м^2); 3) кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнено хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$= 0,0049 м; $\varepsilon_{св}$ = 0,91 м^3/м^2); 4) внутренняя труба и кольцевое сечение в межтрубном пространстве заполнены хаотичной насадочной упаковкой из насадок «Инжехим» ($d'_э$= 0,0049 м; $\varepsilon_{св}$ = 0,91 м^3/м^2).

Из расчета следует, что необходимая поверхность теплообмена при заполнении труб хаотичной насадочной упаковкой в 5 раз меньше, чем при пустотелых трубах (без насадки).

Таким образом, рассматриваемый в 2 разделе монографии способ интенсификации обладает важными преимуществами перед остальными методами – высокой тепловой эффективностью, простотой аппаратурного оформления, позволяющей применять такие аппараты в небольших помещениях и площадках, не снижая при этом эффективности теплообмена, возможностью использования в действующем оборудовании. Причем, использование насадок не связано с большими конструктивными изменениями в действующих теплообменных аппаратах. Однако ограничением на применение такого способа является возможное загрязнение теплоносителей различными механическими включениями, а также термополимеризация некоторых сред в нефтехимии (например, при работе с девинилосодержащими смесями).

Однако, применение хаотичных насадочных упаковок,

сопровождается повышением гидравлического сопротивления. Снижение гидросопротивления при приемлемом уменьшении уровня теплоотдачи возможно добиться путем чередования насадочных слоев.

В ряде случаев накладываются ограничения в применении стационарного хаотичного насадочного слоя в каналах, в качестве интенсификатора теплообмена, а именно, где существуют ограничения по перепаду давления.

Рассмотренные подходы определения основных теплогидродинамических характеристик позволяют находить относительные значения по теплогидравлической эффективности интенсификации теплообмена в каналах с хаотичными насадочными элементами.

Полученные выражения основных показателей процесса теплообмена, рекомендуются для инженерных расчетов аппаратов (каналов) с хаотичными насадочными элементами. Причем необходимой информацией, об используемых насадках, является эквивалентный диаметр ($d_э$) и коэффициент гидравличексого сопротивления (ξ).

2.12 Основные расчетные формулы чисел Нуссельта Nu в каналах с элементами интенсификации

В таблице 5 приведены некоторые формулы для расчета чисел Nu Нуссельта в каналах с элементами интенсификации.

Таблица 5

Результаты исследований по интенсификации теплообмена в трубах

Способ интенсификации теплообмена	**Диапазон чисел Рейнольдса**	**Результирующее уравнение**	**Источник**
Насадки в виде колец навалом (10,15,20,25,50 мм); колец Палля (50 мм)	$10 – 10^5$	$\mathrm{Nu}_э = 0{,}407\,\mathrm{Re}_э^{0{,}655}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}$	[154]
Шары, таблетки, кольца (6-50 мм) и др.	$40 – 10^4$	$\mathrm{Nu}_э = 0{,}175\,\mathrm{Re}_э^{0{,}75}(\xi/2)^{0{,}25}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}$	[119]
Насадочные элементы различной формы	$40 – 10^5$	$\mathrm{Nu}_э = \dfrac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0{,}75}\,(\xi/2)^{0{,}25}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}}{0{,}67\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}\,\xi^{-0{,}25} + 2{,}5\ln\left[6{,}49\,(\mathrm{Re}_э\,\xi)^{0{,}25}\right]}$	[107]
Насадочные элементы различной формы	$40 – 10^5$	$\mathrm{Nu}_э = \dfrac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0{,}75}\,\mathrm{Pr}^{0{,}333}\,(\xi/2)^{0{,}25}}{1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}/\xi^{0{,}25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}\,\xi^{0{,}5}\right)}$	[61]
Проволочный спиральный завихритель (d = 0,052; 0,63; 0,072)	$3\cdot10^3$ - $3\cdot10^5$	$\mathrm{Nu} = 0{,}175\,\mathrm{Re}^{0{,}7}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}(d/D)^{-0{,}35}$	[144]
Ленточный завихритель ($0{,}13<D/S<1{,}31$)	$1{,}7\cdot10^3$ - $2\cdot10^4$	$\mathrm{Nu} = 1{,}84\,\mathrm{Re}^{0{,}44}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}(D/S)^{0{,}33}$	[144]
Шнековый завихритель (φ=45-75 $^\circ$, S =27,6-102)	10^3 - $6\cdot10^4$	$\mathrm{Nu} = 0{,}021\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}(\mathrm{Pr}_{ст}/\mathrm{Pr}_ж)^{0{,}25}\left(1+0{,}092\varphi^{*1{,}73}\right)$; $\varphi^* = \varphi/15$	[144]

3. МАССООБМЕН В КАНАЛАХ С НАСАДКАМИ

3.1 Уравнения конвективного массопереноса в хаотичном слое

В данном разделе рассматривается процесс стационарной массоотдачи в потоке от элементов неподвижного слоя в канале (колонне). Примерами таких процессов могут служить – испарение твердых тел или испарение жидкости с насадки, адсорбция и т.п [174,177]. Кроме этого мелкодисперсная фаза (твердые частицы, капли, пузыри) может вводится перед слоем насадки, что обеспечит в слое интенсивный массообмен (растворение, экстракция, десорбция и т.п.)

Развитие вихревого движения в слое насадки приводит к интенсивному поперечному переносу, к значительной турбулентности и, следовательно, интенсивному переносу и перемешиванию в потоке. В то же время для осуществления процессов массопередачи необходимо наличие градиента концентраций вдоль потока от входа до выхода из аппарата, которые должны непрерывно изменяться. Интенсивное перемешивание в турбулентном потоке вызывает и продольное перемешивание, что снижает градиент концентраций (движущую силу) и ухудшает разделение. В этом смысле коэффиицент $D_{\text{т}}$ служит характеристикой интенсивности перемешивания в диффузионных процессах. Поэтому развитие турбулентности не всегда может вести к повышению эффективности массопередачи. Соответственно, необходимо организовывать процесс массопередачи в аппаратах так, чтобы при развитии турбулентности эффект

продольного перемешивания был сведен к минимуму. На практике достичь этого позволяет использование секционирования хаотичной насадки, применение различных перераспределителей фаз и т.п.

Далее рассмотрено проведение процесса массопередачи в каналах (аппаратах) со стационарной хаотичной насадочной упаковкой.

Представляя хаотичный насадочный слой в виде совокупности параллельных эквивалентных каналов, дифференциальное уравнение стационарного массопереноса в однофазном потоке газа или жидкости получит вид

$$u\frac{\partial C}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial r}\left[r\left(D+D_{\text{т}}\right)\frac{\partial C}{\partial r}\right], \tag{3.1}$$

где u – скорость среды, м/с; C – концентрация компонента, кг/кг (или % объем.); x – продольная координата, м; r – радиальная координата, м; D, $D_{\text{т}}$ – коэффициенты молекулярной и турбулентной диффузии, м^2/с.

К уравнению (3.1) устанавливаются граничные условия

при $x=0$; $C=C_{\text{н}}$ (вход),

при $r=0$; $\dfrac{\partial C}{\partial r}=0$ (ось симметрии),

при $r=r_{\text{ст}}$; $\dfrac{D\partial C}{\partial r}=\beta\left(C-C_{\text{ст}}\right)$ (на поверхности),

при $x=H$; $\dfrac{\partial C}{\partial x}=0$ (выход),

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; H – длина канала с насадкой, м; индексы: “н” – начальное значение; “ст” - на стенке (на поверхности элементов).

Решение уравнения (3.1) возможно при известном профиле скорости $u(r)$, функции $D_{\text{т}}(r)$ и значении коэффициента массоотдачи β. Кроме этого для учета второй фазы удобнее использовать объёмный источник массы компонента.

Диффузионная модель

Для предпроектной разработки или модернизации промышленных насадочных аппаратов наибольшее применение получили математические модели структуры потоков с учетом продольного или продольного и радиального перемешивания. В расчетах эффективности массопередачи в насадочных колонных аппаратах широко используется диффузионная модель [25,48,49,82,177,187]. Универсальным видом диффузионной модели является уравнение, характеризующее изменение концентрации вещества в потоке, которое обусловливается только движением. Так предполагается, что перенос массы можно описать законом Фика, и что коэффициенты продольной и радиальной диффузии, не зависящие от концентрации переносимой массы, связаны со свойствами жидкости, гидродинамическими параметрами и с конфигурацией элементов насадки.

Уравнение однопараметрической диффузионной модели с объемным источником массы компонента при стационарном режиме имеет вид

$$u_{\text{ср}} \frac{dC}{dx} = D_{\text{п}} \frac{d^2C}{dx^2} \pm R_c, \tag{3.2}$$

где $D_{\text{п}}$ – коэффициент обратного или продольного перемешивания, который косвенно учитывает и вклад поперечного перемешивания, возможные застойные зоны, рецикл, байпас и т.д.; R_c – источник массы, который определяет переход массы компонента из одной фазы в другую и позволяет учитывать характеристики насадок; знак ± – зависит от притока или стока компонента (массы).

Уравнение (3.2) можно записать в безразмерном виде с концентрацией $C = C / C_{\text{н}}$ и координатой $x = x / H$, и разделив все члены на среднюю скорость $u_{\text{ср}}$, тогда имеем

$$\frac{dC}{dx} = \frac{1}{\text{Pe}_H} \frac{d^2C}{dx^2} \pm \frac{R_c H}{u_{\text{ср}}}, \tag{3.3}$$

с граничными условиями для прямотока (Данквертса)

при $x = 0$; $C_{\text{н}} = C - \dfrac{1}{\text{Pe}_H}\dfrac{dC}{dx}$ (вход),

при $x = H$; $\dfrac{dC}{dx} = 0$ (выход),

где H – длина канала с насадкой (аппарата), м; $C_{\text{н}}$ – концентрация на входе; $\text{Pe}_H = u_{\text{ср}}H / D_{\text{п}}$ – диффузионное число Пекле.

Объемный источник массы переходящего компонента из одной фазы в другую записывается в виде

$$R_c = \beta a_V \left(C - C_{\text{гр}}\right), \tag{3.4}$$

или

$$R_c = \beta a_V \left(C_{\text{гр}} - C\right), \tag{3.5}$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; a_V – удельная поверхность насадочного слоя, м^2/м^3; $C_{\text{гр}}$ – концентрация на границе раздела; $\left(C - C_{\text{гр}}\right)$ – движущая сила массоотдачи при переходе компонента из сплошной фазы в дисперсную (для процессов абсорбции); $\left(C_{\text{гр}} - C\right)$ – движущая сила массоотдачи при переходе компонента из дисперсной фазы в сплошную (для процессов десорбции растворимых газов или ректификации легколетучего компонента).

В данном случае предполагается, что коэффициент активной поверхности массоотдачи равен единице (обтекание поверхности однофазным потоком). Это может быть, например, при возгонке твердых тел, из которых сделаны насадочные элементы или адсорбции. На практике часто пользуются условными коэффициентами массопередачи, отнесенными к единице рабочего объема аппарата (объемные коэффициенты).

Обычно принимается, что на границе раздела фазы находятся в состоянии равновесия, тогда $C_{\text{гр}} = mC_2$; где m – константа равновесия

(коэффициент распределения) компонента; C_2 – концентрация компонента во второй фазе.

Для исключения граничной концентрации в источнике массы (3.4), (3.5) его записывают с применением объемного коэффициента массопередачи K и равновесной концентрации C^* (при переходе компонента из одной фазы в другую):

$$R_c = K a_v \left(C - C^*\right), \tag{3.6}$$

или при обратном процессе перехода компонента

$$R_c = K a_v \left(C^* - C\right). \tag{3.7}$$

Аналитическое решение уравнений диффузионной модели осложняется нелинейной зависимостью равновесных концентраций. Выполним переход от диффузионной модели к ячеечной, используя приближенную эквивалентную связь [154].

Ячеечная модель

Ячеечная модель основана на приближенном представлении процесса многоступенчатым с сосредоточенными параметрами в каждой ступени. Согласно ячеечной модели математическое описание процесса будет тем точнее, чем больше модель приближается к модели полного вытеснения. Степень приближения к полному вытеснению зависит от гидродинамического режима процесса. При использовании ячеечной модели аппарат рассматривается как объект, состоящий из n ячеек полного перемешивания, между которыми происходит массообмен. Ячеечная и диффузионная модели полностью эквивалентны лишь при полном перемешивании; тогда значению $\mathrm{Pe} \to 0$ соответствует $n = 1$, где число Пекле характеризует продольное перемешивание. При других условиях существует приближенная эквивалентность, основанная на равенстве дисперсий, связь между параметрами имеет вид (2.104)

Примем условия: при $x = 0$, $C = C_{\text{н}}$; при $x = H$, $\dfrac{dC}{dx} = 0$.

Уравнение ячеечной модели, переходя к конечным разностям, имеет вид

$$u_{\text{ср}} \frac{C_{i-1} - C_i}{\Delta x} = Ka_{\nu} \left(C_i - C^* \right), \tag{3.8}$$

где $i = 1,2, \ \ldots \ n$; n – число ячеек полного перемешивания; $\Delta x = H / n$; при $n = 1$ – имеем модель идеального смешения; при $n \to \infty$ – имеем модель идеального вытеснения.

Из уравнения (3.8) запишем концентрацию в i - й ячейке

$$C_i = \frac{C_{i-1} + t_{\text{пр}i} Ka_{\nu} C^*}{1 + Ka_{\nu} t_{\text{пр}i}}, \ \ i = 1,2, \ \ldots \ n, \tag{3.9}$$

где $t_{\text{пр}i} = \Delta x / u_{\text{ср}}$ – время пребывания потока в i-й ячейке, с.

Аналогично можно определить концентрацию на выходе $C_{\text{к}}$ при процессе перехода компонента из дисперсной фазы в сплошную.

Для вычисления коэффициента массопередачи необходимо иметь значения коэффициентов массоотдачи в фазах. В некоторых частных случаях, например при абсорбции легко растворимых газов или испарении чистых жидкостей в газ, все сопротивление полностью сосредоточено в газовой фазе и $K = \beta_{\text{г}}$.

3.2 Коэффициент массоотдачи от элементов насадочного слоя

Рассмотрим применение модели теплоотдачи при движении в канале с хаотичной насадочной упаковкой (слоем), представленной в разделе 2, для расчета массоотдачи в хаотичном насадочном слое.

С применением известной аналогии Льюиса (соотношения между потоками массы компонента и теплоты) запишем коэффициент массоотдачи

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho c_p}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Sc}}\right)^{2/3}, \tag{3.10}$$

где $\mathrm{Sc} = \nu / D$ – число Шмидта; D – коэффициент диффузии, м^2/с.

На основе полученного выражения (2.87) и (3.10) получим выражение среднего числа Шервуда при массообмене в каналах с хаотичным насадочным слоем

$$\mathrm{Sh}_э = \frac{1{,}85\,\mathrm{Re}_э^{0{,}75}\,\mathrm{Sc}^{0{,}333}\,(\xi/2)^{0{,}25}}{1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}/\xi^{0{,}25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}\,\xi^{0{,}5}\right)}, \tag{3.11}$$

или средний коэффициент массоотдачи можно найти, записывая уравнение (3.11) через среднее число Стантона

$$\mathrm{St}_э = \frac{1{,}85(\xi/2)^{0{,}25}}{\mathrm{Sc}^{0{,}66}\mathrm{Re}_э^{0{,}25}\left[1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}/\xi^{0{,}25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0{,}125}\,\xi^{0{,}5}\right)\right]}. \tag{3.12}$$

В качестве проверки адекватности полученных выражений (3.11) и (3.12), проведено сравнение расчетных и экспериментальных данных чисел Шервуда массоотдачи в газовой фазе.

Экспериментальные данные по исследованию массообмена представлены в работах [29,154]. Массоотдачу в газовой фазе изучали в насадочных колоннах путем возгонки твердых тел. Для возгонки применяли нафталин, из которого изготавливались насадочные тела, или покрывались нафталином. Элементы, выполненные из нафталина, совершенно одинаковые по форме и размерам с остальными элементами засыпки из невозгоняющегося материала – металлическими шарами $d = 3{,}2 - 19{,}3$ мм, таблетками катализатора $d = 8$ мм и керамическими кольцами $d = 6{,}6 - 9{,}1$ мм, укладывались в один или два ряда в верхней половине засыпки, высота которой была близка к диаметру аппарата. Сводная информация по возгонке нафталина с поверхности тел представлена в работах [29,154]. При обработке опытных данных коэффициент массоотдачи рассчитывали как усредненный по суммарной убыли массы на весь ряд [29].

Окончательная обработка результатов эксперимента сводилась к выражению в безразмерных параметрах, в которых в качестве характерного линейного размера системы принят эквивалентный диаметр насадки.

На рисунке 3.1 представлены расчетные и опытные значения безразмерного комплекса в газовой фазе. При сопоставлении данных различных исследователей в работе автором [154] рекомендовано применение опытных данных, полученных Гильденблатом, охватывающих большое число промышленных типов насадок.

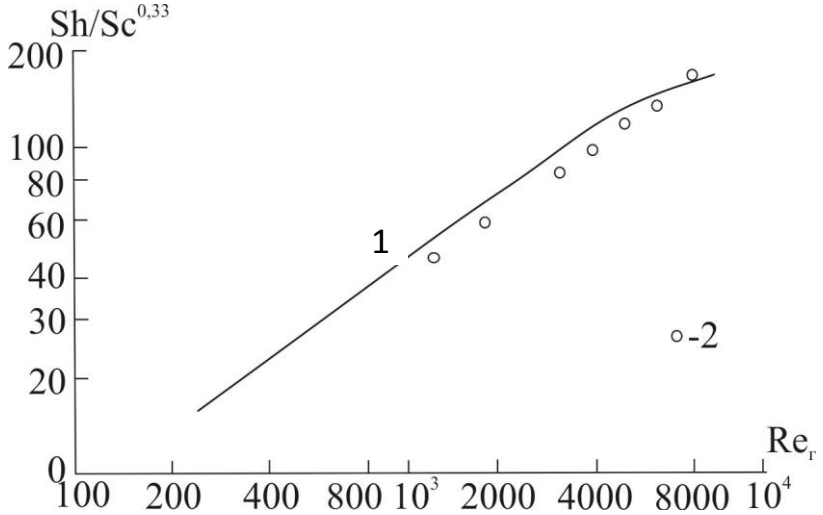


Рис. 3.1. Корреляция данных по массоотдаче в газовой фазе при возгонке нафталина с поверхности пористых тел: 1 – расчетные данные по выражению (3.11) для колец разм. 50 мм внавал; 2 – опытные данные для колец разм. 50 мм внавал [154].

Как видно из графика, расчет по уравнению (3.11) удовлетворительно согласуется с опытными данными, полученными при исследованиях, проводимых Гильденблатом [154]. Поэтому представляется целесообразным применение уравнений (3.11) или (3.12) для расчетов коэффициента массоотдачи в каналах, засыпанных хаотичным насадочным слоем.

Выражение (3.9) можно записать с применением коэффициента массоотдачи через полученное значение числа Стантона $\mathrm{St}_э$ (3.12).

Тогда из уравнения (3.8), с учетом безразмерного комплекса Стантона $\mathrm{St}_э$ (3.12), запишем

$$n\left(C_{i-1}-C_i\right)=\mathrm{St}_э Ha_\nu\left(C_i-C^*\right), \qquad (3.13)$$

и выражение для расчета концентрации в i - й ячейке (3.9) примет вид

$$C_i = \frac{C_{i-1} + \mathrm{St}_э a_v H C^* / n}{1 + \mathrm{St}_э a_v H / n}, \quad i = 1,2, \ \ldots \ n. \tag{3.14}$$

Далее рассмотрено применение выражения (3.14) для расчета профиля концентрации по длине насадочного слоя.

3.3 Расчет эффективности массопередачи в насадке

Имея значение концентрации компонента на выходе $C_к$ из насадочного слоя, которое определяется в результате итерационного решения от $i = 1$ до $i = n$ из выражения (3.14), можно вычислить эффективность массопередачи по отношению

$$\eta = \frac{C_н - C_к}{C^* - C_н}, \tag{3.15}$$

или при обратном процессе

$$\eta = \frac{C_к - C_н}{C^* - C_н}, \tag{3.16}$$

где $C_н, C_к$ – начальная и конечная концентрация компонента (т.е. на входе и выходе слоя); C^* – равновесная концентрация.

В качестве примера рассмотрена следующая задача.

Воздух пропускают через слой насадки, покрытых нафталином. В качестве насадок принимаются стальные кольца Палля ($d_э = 0{,}012$ м; a_v = 350 м^2/м^3). Длина насадочного слоя составляет H = 0,3 м. Начальная концентрация паров нафталина в газовой фазе $C_н = 0{,}01$ % объем. При возгонке нафталин с поверхности насадок переходит непосредственно из твердого состояния в парообразное. Количество испарившего нафталина находят измерением концентрации паров нафталина в газе на выходе. Значение числа Шмидта Sc = 440. Число ячеек полного перемешивания определяем по выражению (2.104), это

значение составило n = 18,5. Число Пекле Pe = 36. Значение концентрации в каждой ячейке находим, используя выражение (3.14).

Расчетные данные профиля концентрации паров нафталина по длине слоя в газовой фазе представлены на рисунке 3.2.

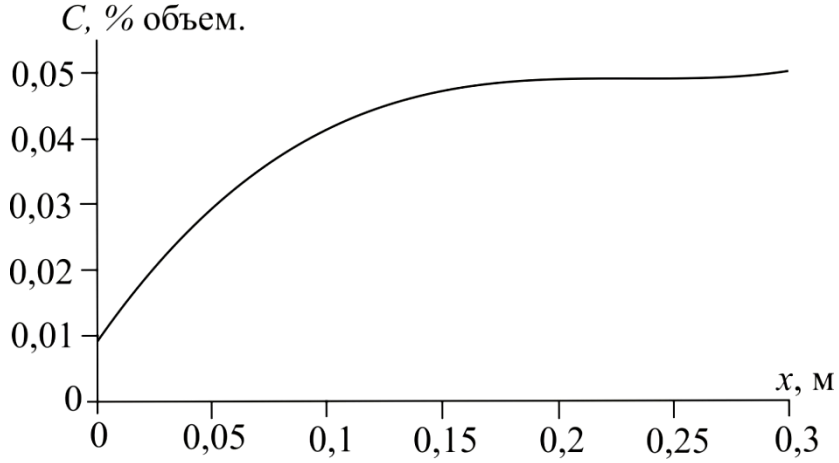


Рис. 3.2. Профиль концентрации паров нафталина в газовой фазе по длине насадочного слоя (кольца Палля; $d_э = 0{,}012$ м; $\mathrm{Re}_э = 300$).

Результатом решения уравнения (3.8) является профиль концентрации по длине насадочного слоя, что дает возможность вычислить эффективность массопередачи. Для приведенного примера на рисунке 3.2 получаем эффективность процесса по выражению (3.15) η = 99,9%.

Для определения эффективности массообмена в каналах, заполненных хаотичной насадочной упаковкой (слоем) также рассмотрим приближенный подход, получивший название «метод единиц переноса». Аналогом движущей силы является число единиц переноса, которое представляет собой отношение изменения концентраций к средней движущейся силе.

Выражение для вычисления числа единиц переноса в газовой фазе имеет известный вид [154]

$$N = \frac{\beta F}{V} = \frac{\beta a_v H}{u_0}, \tag{3.17}$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; $F = SHa_v$ – площадь поверхности контакта фаз, м^2; H – длина насадочного слоя, м;

$V = u_{\text{ср}} S \varepsilon_{\text{св}}$ – объемный расход среды, м^3/с; $u_0 = u_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{св}}$ – средняя скорость среды, м/с; S – площадь поперечного сечения канала (колонны), м^2.

Если число Пекле $\text{Pe}_H > 20$, то используется модель идеального вытеснения, которая следует из (3.2) при $D_{\text{п}} = 0$. Уравнение модели идеального вытеснения имеет вид

$$u_{\text{ср}} \frac{dC}{dx} = \pm R_c . \tag{3.18}$$

Аналитическое решение уравнения (3.18), как известно, имеет вид [154]

$$\eta = 1 - \exp(-N). \tag{3.19}$$

Выражение (3.19) с учетом (3.17) примет вид

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta H a_v}{u_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{св}}} \right), \tag{3.20}$$

или

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{4\text{St}_{\text{э}} H}{d_{\text{э}}} \right). \tag{3.21}$$

Выражения (3.19) – (3.21) справедливы, если всё сопротивление массопередачи сосредоточено в сплошной фазе (газе или жидкости).

Согласно модели идеального смешения эффективность массоотдачи находится как [154]

$$\eta = \frac{N}{1 + N}, \tag{3.22}$$

по ячеечной модели имеет вид [154]

$$\eta = 1 - \left(1 + N / n\right)^{-n}, \qquad (3.23)$$

где n – число ячеек, определяемое по выражению (2.104); число Пекле Pe_H для канала с насадкой можно найти из (2.106).

Определим эффективность процесса массоотдачи при испарении нафталина с поверхности насадочных элементов, применяя модели структуры потоков. Расчет эффективности процесса проводим по выражениям (3.21) – (3.23).

Используем справочные данные для нахождения значений следующих параметров нафталина при t = 96,6° С:

- коэффициент диффузии паров нафталина в газовой фазе $D_г = 5{,}1 \cdot 10^{-8}$ м^2/с;

- коэффициент кинематической вязкости воздуха $\nu = 0{,}22 \cdot 10^{-4}$ м^2/с.

В качестве насадок стальные кольца Палля (разм. 15 мм; $a_V = 108$ м^2/м^3).

Длина насадочного слоя принималась H = 0,1 м. Число Шмидта Sc = 440.

Число Рейнольдса $\mathrm{Re}_э = 50 \div 6000$.

На рисунке 3.3 представлены расчетные значения по эффективности массоотдачи на основе применения моделей гидродинамической структуры потоков.

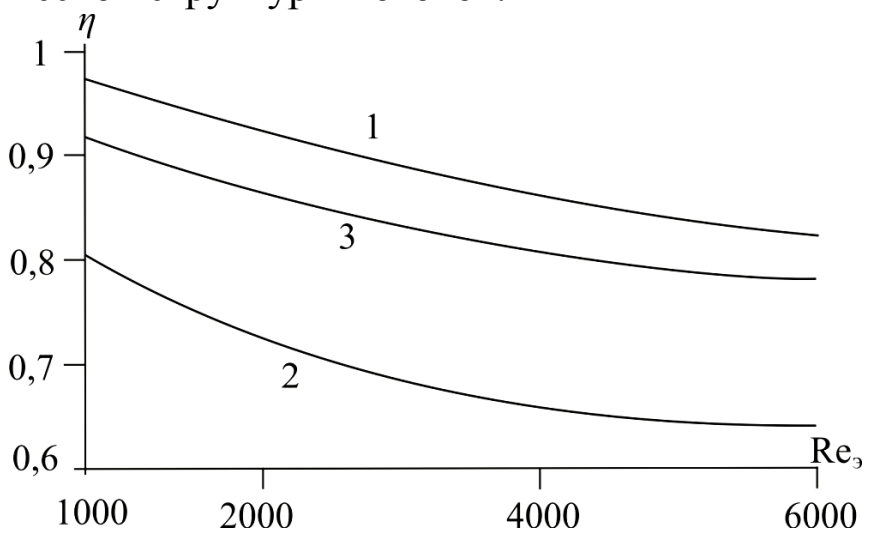


Рис. 3.3. Зависимость эффективности массоотдачи (испарение нафталина в газовой фазе) от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ ($d_э = 0{,}033$ м): 1 – расчетные значения по выражению (3.21); 2 – по выражению (3.22); 3 – по выражению (3.23).

Как видно из графика, значения эффективности массоотдачи при применении моделей структуры потоков: модели идеального вытеснения и ячеечной модели расходятся в пределах 3-15%, значения эффективности по модели идеального смешения дают заниженные результаты на 10-18 % относительно значений, полученных по моделям идеального вытеснения и ячеечной. В данном примере наиболее реальной является кривая – 3, полученная по ячеечной модели.

Одним из основных факторов, влияющих на эффективность массоотдачи в каналах, заполненных хаотичными насадками, является длина насадочного слоя. Рассмотрим для той же системы (нафталин-воздух) влияние длины насадочного слоя на эффективность процесса массоотдачи. Применим для определения эффективности массоотдачи модель идеального вытеснения (выражение 3.19).

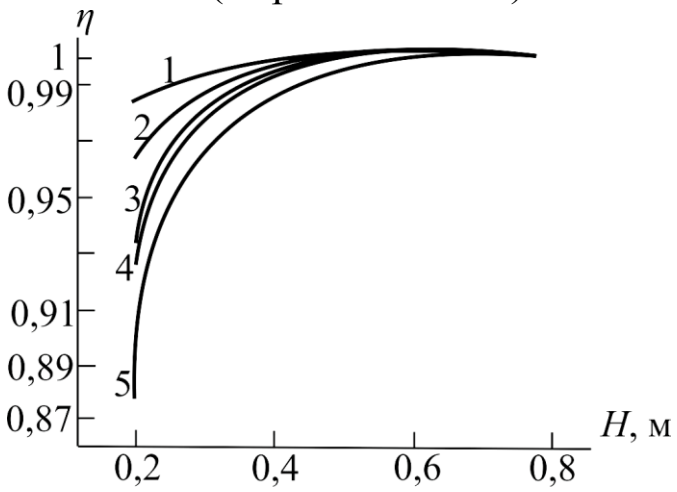


Рис. 3.4. Зависимость η эффективности процесса массоотдачи (испарение нафталина) от H длины насадочного слоя ($d_э = 0{,}033$ м): 1 – $\mathrm{Re}_э = 300$; 2 – $\mathrm{Re}_э = 600$; 3 – $\mathrm{Re}_э = 1000$; 4 – $\mathrm{Re}_э = 1200$; 5 – $\mathrm{Re}_э = 2000$.

Из полученного графика зависимости эффективности массоотдачи от длины насадочного слоя, можно сделать вывод, что с увеличением длины насадочного слоя эффективность процесса увеличивается при всех рассмотренных режимах движения среды и при H = 0,5 м достигает практически 100% значения. При длине насадочного слоя до H = 0,2 м режим движения среды играет значительную роль, и разница между полученными значениями при различных режимах движения составляет около 12%.

3.4 Массообмен при жидкостной экстракции в турбулентном прямотоке

Процесс экстракции с системами жидкость-жидкость проводится в специальных аппаратах: насадочных, тарельчатых, распыливающих, с перемешивающими устройствами, вибрационных и др. Целью процесса экстракции может быть как очистка сточных вод, так и извлечение нужных компонентов [1,16,102,172,181].

Большинство промышленных экстракторов работают по принципу гравитационного типа, т.е. движение капель происходит за счет разности плотностей фаз [4,37,42,172,181,186,199]. При проведении процесса экстракции часто на практике встречаются системы, которые имеют близкие по плотности среды. Скорость движения капель в таких аппаратах небольшая, и для большинства систем составляет 0,05-0,1 м/с, что вызывает увеличение диаметра аппаратов, поэтому требуется использование нескольких параллельно работающих гравитационных экстракторов или иная организация процесса взаимодействия фаз.

Рассмотрим проведение процесса жидкостной экстракции в турбулентном прямотоке в канале с хаотичной насадкой (рис.3.5). В таком случае в процессе жидкофазной экстракции двухфазный поток представляет собой равномерно распределенную жидкую дисперсную фазу (капли) в объеме сплошной среды.

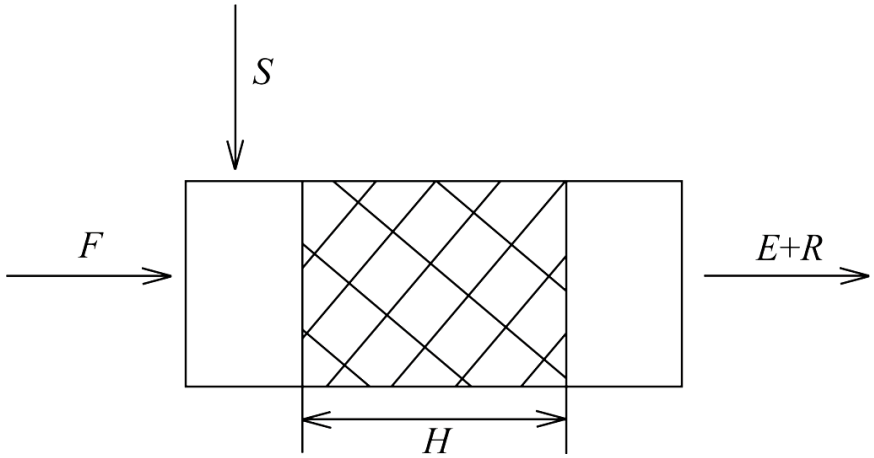


Рис. 3.5. Схема проточного турбулентного экстрактора с насадкой: *F* – исходная смесь; *S* – экстрагент; *E* – экстракт; *R* – рафинат.

После прохождения исходной смеси *F* с экстрагентом *S* через насадочный слой экстракт и рафинат (*E*+*R*) могут поступать в

отстойник (однократная экстракция) или далее в гравитационный экстрактор (раздел 3.5).

При разработке методов расчета массообмена важно знать, какая из фаз лимитирует процесс переноса. Существенные отличия имеют описания процессов массоотдачи в сплошной и дисперсной фазах, обусловленные различием гидродинамических условий протекания массоотдачи внутри каждой из фаз. Турбулизация сплошной среды и дробление капель происходит за счет насадочного слоя и при лимитирующем сопротивлении сплошной фазы рассматривается – внешняя задача. Циркуляция жидкости внутри капель объясняется трением между дисперсной и сплошной фазой, возникающим в результате движения границы раздела фаз, и предполагается, что в момент образования и начального движения капли массоотдача существенно нестационарна, а при установившемся режиме движения – она носит квазистационарный характер. Так при лимитирующем сопротивлении дисперсной фазы рассматривается внутренняя задача. Внешний массообмен при больших числах Пекле стационарен и описывается уравнениями диффузионного пограничного слоя [102,132,156-158,199].

Определение коэффициента массоотдачи в сплошной фазе **[125]**

Массоотдача при жидкостной экстракции исследовалась в многочисленных работах А.Д. Полянина, Б.И. Броунштейна, Л.М. Пикова, А.М. Розена, Т.А. Ягодина, С.З. Кагана, В.Г. Левича, Г.А. Фишбейна, Brauer, Yaron и др. [41,68,77,132,156,157,199] Кинетика массопередачи в гетерогенных системах жидкость – жидкость изучается на основе анализа и описания элементарных актов массопередачи – переноса вещества через поверхность раздела фаз капли.

Одной из первых попыток описания массопереноса при лимитирующем сопротивлении сплошной фазы является модель Хигби, согласно которой перенос массы происходит за счет многократной диффузии в течение кратковременных контактов элементов жидкости с

поверхностью капли.

Вопросу изучения массоотдачи при свободном движении частиц также посвящено большое число монографий [41,59,82,102,103,172,199]. С целью повышения интенсивности массопереноса процесс жидкостной экстракции осуществляют в аппаратах с вводом внешней энергии: с мешалками, пульсо – и вибрационных [51,81,93]. Для определения скорости массоотдачи в таких аппаратах широкое применение получил метод расчета скорости массоотдачи с использованием средней диссипации энергии, затрачиваемой на перемешивание. Согласно теории локальной изотропной турбулентности, между величиной скорости обтекания частицы и скоростью диссипации энергии в ее окрестности устанавливается определенное соответствие. В аппаратах с мешалками при рассмотрении процесса массоотдачи от мелкодисперсных твердых частиц существует два теоретических подхода. Один из них связан с моделью обтекания взвешенных частиц в ламинарном или переходном режиме [167], и другой с турбулентным режимом [11,40] в пограничном слое частиц с продольным масштабом пульсаций порядка диаметра частицы или толщины пограничного слоя.

При свободном гравитационном движении капель пограничный слой на каплях, как правило, ламинарный с незначительными возмущениями в кормовой части (вихревом следе) [149]. При движении капель в несущем турбулентном потоке пограничный слой на капле имеет ряд характерных особенностей по сравнению с плоским пограничным слоем на поверхности. Например, в аппарате с мешалкой, в канале или пульсационном экстракторе, ламинарный пограничный слой возмущен проникающими из внешнего потока затухающими турбулентными пульсациями, вызывающими усиление процессов массопереноса, вместе с тем скорость массоотдачи увеличивается. Профессором С.Г. Дьяконовым с сотрудниками [67] были проведены экспериментальные исследования методом голографической интерферометрии характеристик диффузионного пограничного слоя в случае массообмена мелкодисперсных твердых частиц при турбулентном режиме. Экспериментальные исследования позволили

установить автомодельность профиля концентрации на частицах, характерную для ламинарного пограничного слоя, и наличие логарифмического профиля концентрации, присущего турбулентным пограничным слоям. Такой пограничный слой на частицах классифицируется как псевдоламинарный [67,87,102,147,148,167].

В системах жидкость – жидкость число Шмидта $\mathrm{Sc} >> 1$ и тогда диффузионное сопротивление локализуется в подслое, который называют вязким. В вязком подслое сочетается молекулярный перенос с турбулентной затухающей диффузией.

Для определения коэффициентов массоотдачи теоретическим путем, с учетом молекулярного и турбулентного механизма переноса, примем модель диффузионного пограничного слоя Ландау – Левича, где для коэффициента турбулентного обмена используются различные степенные функции [40,63,101,102,132,179,188].

Согласно модели Ландау - Левича основное сопротивление сосредоточено в вязком подслое пограничного слоя на поверхности капли, если скорость диффузионного процесса лимитируется скоростью массообмена в дисперсионной среде, и образующегося внутри капли, если процесс массопередачи лимитируется дисперсной фазой.

На границе диффузионного подслоя принимается $D_{\text{т}} \approx D$, где D, $D_{\text{т}}$ – коэффициенты молекулярной и турбулентной диффузии компонента, м^2/с. Учитывая, что толщина вязкого подслоя на порядок меньше диаметра капли, рассмотрим модель плоского пограничного слоя.

Сопротивление переносу массы компонента в вязком подслое записывается в виде [103,112]

$$\frac{1}{\beta} = \int_0^{\delta_1} \frac{dy}{D + D_{\text{т}}(y)}, \tag{3.24}$$

где β – коэффициент массоотдачи от капли (к капле) в сплошной фазе, м/с; δ_1 – толщина вязкого подслоя на капле, м; y – поперечная координата в пограничном слое, м.

Если процесс лимитируется сплошной фазой, для систем с подвижной поверхностью раздела фаз, закон затухания $D_{\text{т}}(y)$ по формуле В.Г. Левича имеет степенной характер [63,85,102,112]

$$D_{\text{т}} = u_* \delta_1 (y/\delta_1)^2, \tag{3.25}$$

где u_* – динамическая скорость, м/с.

После интегрирования (3.24) с функцией турбулентного обмена (3.25), для систем с подвижной поверхностью раздела фаз ($\mu^* \le 1$), коэффициент массоотдачи получен в виде [63,102]

$$\beta = \frac{2u_*}{\pi\sqrt{R_1 \text{Sc}}}, \tag{3.26}$$

где $R_1 = u_* \delta_1 / \nu$ – безразмерная толщина вязкого подслоя на поверхности раздела фаз; $\text{Sc} = \nu / D$ – число Шмидта; $\mu^* = \mu_d / \mu_c$ – отношение коэффициентов динамической вязкости дисперсной и сплошной фаз; ν – коэффициент кинематической вязкости сплошной фазы, м^2/с.

Если $\mu_d / \mu_c > 1$, то рекомендуется зависимость [63,102]

$$D_{\text{т}} = u_* \delta_1 (y/\delta_1)^3. \tag{3.27}$$

После интегрирования (3.24) с коэффициентом (3.27) получен коэффициент массоотдачи [102]

$$\beta = \frac{6\sqrt{3}\, z^2 u_*}{\sqrt{3}\ln\dfrac{(z+1)^2}{z(z-1)+1} + 6\,\text{arctg}\dfrac{(2-z)}{z\sqrt{3}} + \pi}, \tag{3.28}$$

где $z = (R_1 \text{Sc})^{-0,333}$.

Уравнения (3.26) и (3.28) проверены в работах [63,65,102,103,112,114] для различных условий взаимодействия фаз, в

т.ч. в аппаратах с вводом внешней энергии – с мешалками и вибрационных, в которых условия проведения процесса наиболее приближенны к условиям при турбулентном прямотоке в каналах с насадками.

Среднее значение динамической скорости (скорости касательного напряжения) на межфазной поверхности капли найдем, используя среднюю объемную скорость диссипации энергии при свободном движении капли, по известному выражению [102,131,165]

$$u_* \approx 2(\bar{\varepsilon}\nu)^{0,25}, \tag{3.29}$$

где средняя скорость диссипации энергии с учетом вихревого следа получена в виде [113]

$$\bar{\varepsilon} = \frac{4u_*^2 \Delta u}{4\delta + 1{,}6\, d_к}, \tag{3.30}$$

где $\Delta u = u_к - u_{гр}$; $u_к$ – скорость движения капли, м/с; $u_{гр}$ – скорость на межфазной поверхности, м/с; δ – толщина гидродинамического пограничного слоя на капле, м; $d_к$ – диаметр капли, м.

Из (3.29) и (3.30) имеет вид [113]

$$u_* = 8\left(\frac{\Delta u\, \nu}{4\delta + 1{,}6\, d_к}\right)^{1/2}, \tag{3.31}$$

Значение R_1 для формулы (3.26) установлено в виде [102,112]

$$R_1 = \left[\Delta u \left(u_* \operatorname{arctg}\sqrt{R_1}\right)^{-1}\right]^2, \tag{3.32}$$

а для формулы (3.28)

$$R_1 = \left[\frac{6\sqrt{3}\Delta u}{u_*} \left(\kappa_1 + \kappa_2 + \pi \right)^{-1} \right]^{3/2}, \qquad (3.33)$$

где $\kappa_1 = \sqrt{3} \ln \frac{(B+1)^2}{B(B-1)+1}$; $\kappa_2 = 6\mathrm{arctg} \frac{(2-B)}{B\sqrt{3}}$; $B = R_1^{-0,033}$.

Формулы (3.32) и (3.33) являются трансцендентными и решаются итерационным методом при начальном приближении $R_1 \approx 10$.

В дисперсной фазе (капле) коэффициент массоотдачи можно приближенно вычислить, используя методику, основанную на модели Кронига-Бринка, а для осциллирующих капель по уравнению, полученному после интегрирования (3.24) с функцией Левича [102].

На рисунке 3.6 представлена расчетная [102,112] и экспериментальная зависимость $\mathrm{Sh/Sc}^{0,5}$ от числа Рейнольдса для системы вода (спл.ф.) – анилин – ксилол при свободном гравитационном движении капель.

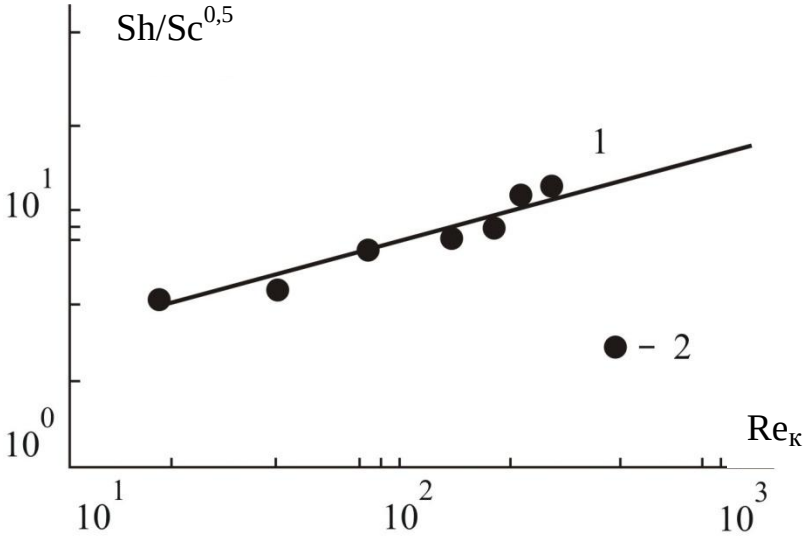


Рис. 3.6. Зависимость безразмерного комплекса $\mathrm{Sh/Sc}^{0,5}$ от числа $\mathrm{Re}_к$ при экстракции системы вода (спл.ф.) – анилин – ксилол: 1 – расчет по уравнению (3.26) [102,112]; 2 – экспериментальные данные [78].

На рисунке 3.7 дана зависимость коэффициентов массоотдачи β в сплошной фазе от комплекса $nd_м$ и сравнение с опытными данными [40]. Эксперименты проводились в проточном смесителе D = 38 мм при перемешивании 2-х лопастной мешалкой с соотношениями диаметра мешалки, ширины лопасти и диаметра аппарата, равными

соответственно 1:2,1:10.

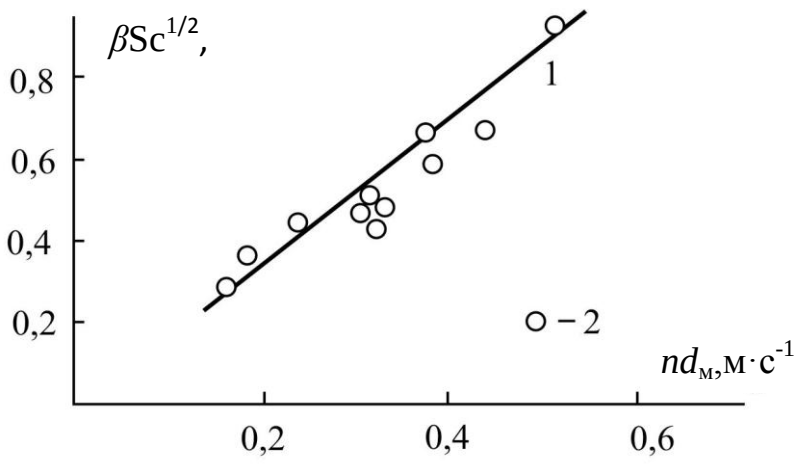


Рис. 3.7. Зависимость коэффициентов массоотдачи β в сплошной фазе от комплекса $nd_{\text{м}}$ при экстракции различных систем: 1, 2 – расчет по уравнению (3.26) [102,112]; 3, 4 – экспериментальные данные [40].

Представленные на графиках согласования расчетных значений [102,112] с экспериментальными [40], позволяют сделать вывод об адекватности математической модели массоотдачи. Таким образом, выражения (3.26) и (3.28) можно использовать в аппаратах с элементами интенсификации, при соответствующем определении их параметров.

Далее рассмотрено движение капель и массоотдача в турбулентном прямотоке в канале без насадки и с насадкой.

Согласно правилу аддитивности среднее касательное напряжение на поверхности капли будет равно [102]

$$\bar{\tau} = \tau_{\text{к}} + \tau_{\text{т}}, \tag{3.34}$$

где $\tau_{\text{к}}$ – касательное напряжение при свободном движении капли, Па; $\tau_{\text{т}}$ – касательное напряжение на капле, вызванное турбулентными пульсациями из внешнего потока, Па.

Из выражения (3.34) средняя динамическая скорость на капле

$$\overline{u_*} = \sqrt{(\tau_{\text{к}} + \tau_{\text{т}})/\rho}, \tag{3.35}$$

где $\tau_{\text{к}} = u_*^2 \rho$ по формуле (3.31)

$$\tau_{\text{к}} = 64\rho \frac{\Delta u \nu}{4\delta + 1{,}6 d_{\text{к}}}. \qquad (3.36)$$

Значение $\tau_{\text{т}}$ запишем, используя среднюю объемную скорость диссипации энергии, выраженную через перепад давления в канале [102,165]

$$\tau_{\text{т}} \approx 4\rho \left(\frac{\bar{\varepsilon}\nu}{\rho} \right)^{1/2} \approx 4\rho \left(\frac{\Delta P u_0 \nu}{\rho L} \right)^{1/2}, \qquad (3.37)$$

где $\bar{\varepsilon}$ – средняя скорость диссипации энергии, Вт/м^3; ΔP – перепад давления, Па; u_0 – средняя скорость жидкости в канале, м/с; L – длина канала (без насадки), м.

Касательное напряжение на капле из (3.37), записывая перепад давления ΔP по выражению Дарси-Вейсбаха, получит вид

$$\tau_{\text{т}} = 4\rho \left(\frac{\xi_0 u_0^3 \nu}{2d} \right)^{1/2}, \qquad (3.38)$$

где ξ_0 – коэффициент гидравлического сопротивления канала без насадки, определяемый по формуле Блазиуса (2.3) при $4000 < \text{Re}_d < 10^5$, $\xi_0 = f(\text{Re}_d)$; d – диаметр канала, м; $\text{Re}_d = u_0 d / \nu$ – число Рейнольдса.

Среднее касательное напряжение из формулы (3.38) на поверхности нерегулярных насадочных элементов находится по выражению ($\text{Re}_{\text{э}} > 40$) [116,130]

$$\tau_{\text{т}} = 3{,}42\rho(\nu / d_{\text{э}})^2 \, \text{Re}_{\text{э}}^{1{,}5} (\xi / 2)^{0{,}5}, \qquad (3.39)$$

где $\text{Re}_{\text{э}} = u_{\text{ср}} d_{\text{э}} / \nu$ – число Рейнольдса для насадки; $d_{\text{э}} = 4\varepsilon_{\text{св}} / a_V$ – эквивалентный диаметр насадки, м; $\varepsilon_{\text{св}}$ – удельный свободный объем насадки, м^3/м^3; a_V – удельная поверхность, м^2/м^3; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя.

Среднюю скорость движения капли относительно внешней среды в турбулентном несущем потоке запишем как результирующую

$$W_0 = \sqrt{u_к^2 + u_\varepsilon^2}\,, \tag{3.40}$$

где $u_к$ – скорость гравитационного движения, м/с; u_ε – средняя скорость, вызванная турбулентными пульсациями среды, м/с.

Значение u_ε рассматривается как скорость обтекания частицы турбулентными пульсациями порядка диаметра частицы, выраженная через величину диссипации энергии в канале по формуле Колмогорова

$$u_\varepsilon \approx \left(d_к \bar{\varepsilon}\right)^{1/3} \approx \left(\frac{d_к \xi_0 u_0^3}{2d}\right)^{1/3}. \tag{3.41}$$

При расчете коэффициента массоотдачи от капель в турбулентном прямотоке в канале со стационарной хаотичной насадкой предполагается, что дисперсная фаза не смачивает поверхность насадки. Если же дисперсная фаза хорошо смачивает поверхность элементов насадки, то необходимо учитывать дополнительную массоотдачу от пленки жидкости в прямотоке, что позволит повысить эффективность экстракции.

В результате выполненных расчетов и анализа экспериментальных данных установлена весьма слабая зависимость коэффициентов массоотдачи от взвешенных частиц в условиях развитой турбулентности от их диаметра ($\mathrm{Re}_э > 500$, $\tau_т >> \tau_к$). Тогда функциональную зависимость коэффициента массоотдачи β от скорости диссипации турбулентной энергии в турбулентном прямотоке можно представить в известной форме [40,125]

$$\beta \approx A(\varepsilon\nu)^{1/4}\mathrm{Sc}^{-\frac{n-1}{n}}. \tag{3.42}$$

После обобщения результатов расчета для капель с внутренней

циркуляцией ($\mu^* \le 1$) выражение для расчета коэффициента массоотдачи примет вид ($n = 2$)

$$\beta = A_1 u_{\text{ср}} \left(\frac{\xi}{2\,\text{Re}_{\text{э}}} \right)^{0,25} \text{Sc}^{-0,5}, \tag{3.43}$$

и при $\mu^* > 1$ ($n = 3$)

$$\beta = A_2 u_{\text{ср}} \left(\frac{\xi}{2\,\text{Re}_{\text{э}}} \right)^{0,25} \text{Sc}^{-0,66}, \tag{3.44}$$

где $A_1 = 0,35 \div 0,5$, а $A_2 = 0,25 \div 0,3$. Примем средние значения $A_1 = 0,425$ и $A_2 = 0,275$.

Отсюда число Стантона запишется в виде (при $\mu^* \le 1$, $\text{Re}_{\text{э}} > 500$)

$$\text{St} = 0,36 \left(\frac{\xi}{\text{Re}_{\text{э}}\,\text{Sc}^2} \right)^{0,25}, \tag{3.45}$$

и при $\mu^* > 1$, $\text{Re}_{\text{э}} > 500$

$$\text{St} = 0,23 \left(\frac{\xi}{\text{Re}_{\text{э}}} \right)^{0,25} \text{Sc}^{-0,66}. \tag{3.46}$$

Следует отметить, что для твердых частиц зависимость затухания $D_{\text{т}}(y)$ (3.27) принимается также в виде $D_{\text{т}} \sim y^4$, т.е. в четвертой степени. Тогда $\beta \sim \text{Sc}^{-3/4}$ [40].

Рассмотрим применение представленных выражений для определения коэффициентов массоотдачи в сплошной фазе в каналах с хаотичной насадкой на примере системы вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол. Хаотичная насадка условно состоит из колец Палля с номинальным размером 15 мм (a_V = 380 м^2/м^3). Число Шмидта

Sc = 1326; $\mu^* = 0{,}61$. Скорость сплошной среды $u_{\text{ср}} = 0{,}08 - 0{,}15$ м/с. Коэффициент массоотдачи в сплошной фазе β вычисляется по выражению (3.43).

На рисунке 3.8 представлена зависимость числа Шервуда Sh от числа Рейнольдса при экстракции для системы вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол.

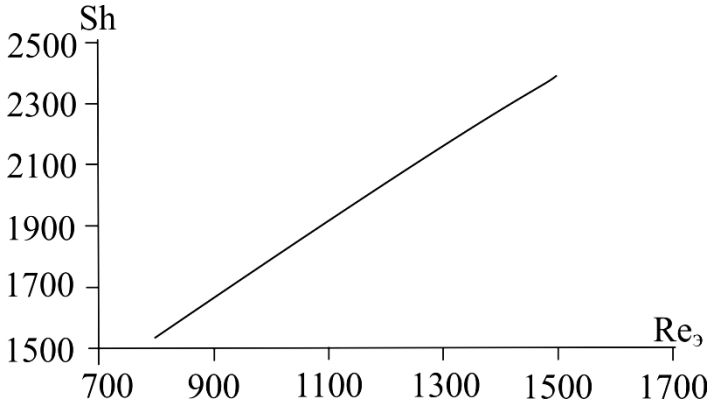


Рис. 3.8. Зависимость числа Шервуда Sh от числа Рейнольдса $\text{Re}_э$ при экстракции для системы вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол. Расчет по выражению (3.43).

Как видно из графика, с увеличением числа Рейнодьдса число Шервуда, характеризующее конвективную массоотдачу, увеличивается. Как уже было сказано выше, применение насадочного слоя позволяет турбулизировать поток и турбулентность возникает уже при числах $\text{Re}_э > 40$. В условиях развитой турбулентности большее влияние на коэффициент массоотдачи оказывают гидродинамические характеристики потока, так с увеличением скорости потока, гидравлическое сопротивление увеличивается, что вызывает увеличение конвективного массообмена.

На рисунке 3.9 представлена зависимость коэффициента массоотдачи β от средней скорости среды $u_{\text{ср}}$ в насадке при экстракции для системы вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол.

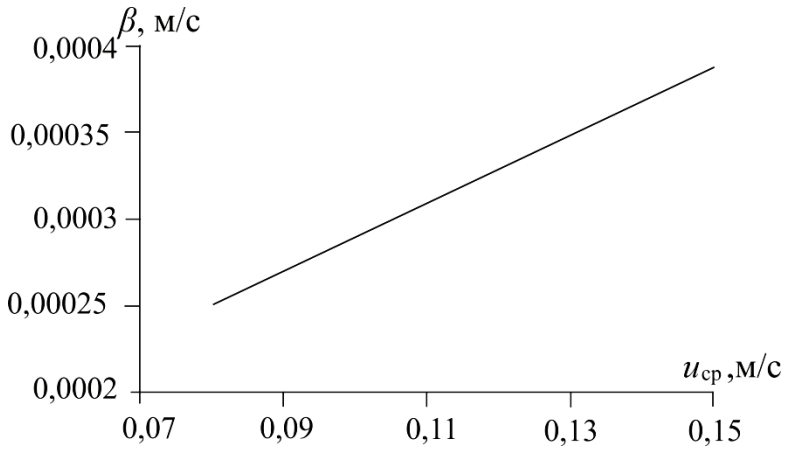


Рис. 3.9. Зависимость коэффициента массоотдачи в сплошной фазе β от скорости движения среды $u_{\text{ср}}$ в насадке при экстракции для системы вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол. Расчет по выражению (3.43).

Рассмотрим зависимость коэффициента массоотдачи от диссипации энергии.

На рисунке 3.10 представлено сравнение рассчитанных и экспериментальных данных коэффициента массоотдачи при растворении твердых взвешенных частиц в аппаратах с механическими мешалками.

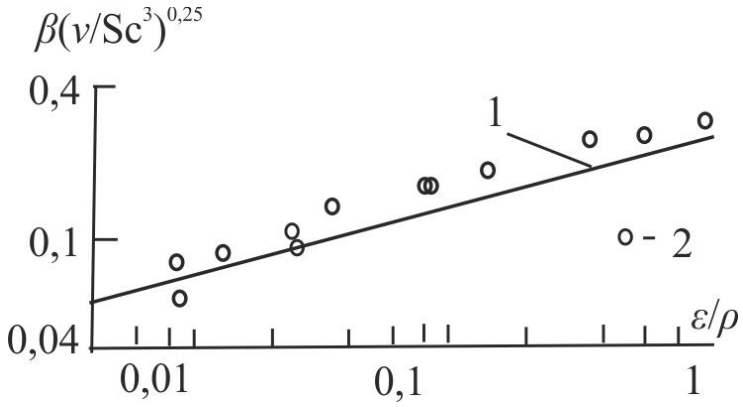


Рис. 3.10. Зависимость комплекса $\beta\left(\nu/\text{Sc}^3\right)^{0,25}$ от величины диссипации энергии: 1 – расчет по уравнению (3.43); 2 – экспериментальные данные Л.Н. Брагинского и др. [40].

Полученные выражения (3.43) и (3.44) для определения коэффициентов массоотдачи позволяют произвести расчеты эффективности процесса экстракции с использованием рассмотренных моделей структуры потоков.

Эффективность процесса экстракции

Эффективность извлечения компонента в прямотоке можно определить по известному выражению (3.19) с применением модели идеального вытеснения.

Если основное сопротивление массопередачи сосредоточено в сплошной фазе, то выражение (3.19) имеет вид [154]

$$\eta = 1 - \exp\left(-N\right) = 1 - \exp\left(-\frac{\beta F}{V_{\text{с}}}\right), \tag{3.47}$$

где F – площадь межфазной поверхности капель, м^2; $V_{\text{с}}$ – расход сплошной среды, м^3/с; N – число единиц переноса.

Значение межфазной поверхности капель в слое с насадкой можно определить через удельную поверхность капель $F = SHa_V$, где $a_V = 6\varphi_{\text{ж}}\varepsilon_{\text{св}} / d_{\text{к}}$, м^2/м^3, $\varphi_{\text{ж}}$ – относительное объемное содержание дисперсной фазы (капель) м^3/м^3; $\varepsilon_{\text{св}}$ – удельный свободный объем, м^3/м^3; $d_{\text{к}}$ – диаметр капли, м; H – длина насадочного слоя, м.

Тогда выражение (3.47) примет вид [125]

$$\eta = 1 - \exp\left(-6\frac{\beta\varphi_{\text{ж}}\varepsilon_{\text{св}}SH}{d_{\text{к}}V_{\text{с}}}\right) = 1 - \exp\left(-6\frac{\beta\varphi_{\text{ж}}\varepsilon_{\text{св}}H}{d_{\text{к}}u_{\text{ср}}}\right). \tag{3.48}$$

При значениях скорости $u_{\text{ср}} < 0{,}5$ м/с средний диаметр капли можно вычислить, используя известное полуэмпирическое выражение для насадочных колонн [181]

$$d_{\text{к}} = 0{,}38\left(\frac{\sigma}{\Delta\rho g}\right)^{0{,}5}, \tag{3.49}$$

где σ – межфазное натяжение, Н/м; $\Delta\rho$ – разность плотностей, кг/м^3.

Значение диаметра капли в насадке начинает существенно зависить от скорости среды при $u_{\text{ср}} > 0{,}5$ м/с. Тогда средний размер

капли приближенно можно записать по формуле [89]

$$d_{\text{к}} \approx 0{,}36\left(\frac{\sigma}{\rho_{\text{с}}}\right)^{0{,}6} \bar{\varepsilon}^{-0{,}4}, \tag{3.50}$$

где $\bar{\varepsilon}$ – средняя объемная скорость диссипации энергии в свободном объеме насадки $\bar{\varepsilon} = \xi u_{\text{ср}}^3 / 2d_{\text{э}}$.

В качестве примера рассмотрим систему вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол в случае турбулентного прямотока в канале с хаотичной насадкой, состоящей из колец Палля с номинальным размером 15 мм ($a_V = 380$ м^2/м^3). Длина канала с насадкой принимается $H = 3$ м.

Скорость сплошной среды $u_{\text{ср}} = 0{,}08 - 0{,}15$ м/с;

средний размер капли $d_{\text{к}}$ в насадке находим по выражению (3.49);

относительное содержание дисперсной фазы: 1 – $\varphi_{\text{ж}} = 0{,}05$; 2 – $\varphi_{\text{ж}} = 0{,}1$; 3 – $\varphi_{\text{ж}} = 0{,}15$;

коэффициент массоотдачи в сплошной фазе β находим по выражению (3.43);

эффективность массопереноса находим по выражению (3.48).

На рисунках 3.11 и 3.12 представлены результаты расчета эффективности массоотдачи для системы вода (сплошная фаза) – анилин – ксилол по выражению (3.48).

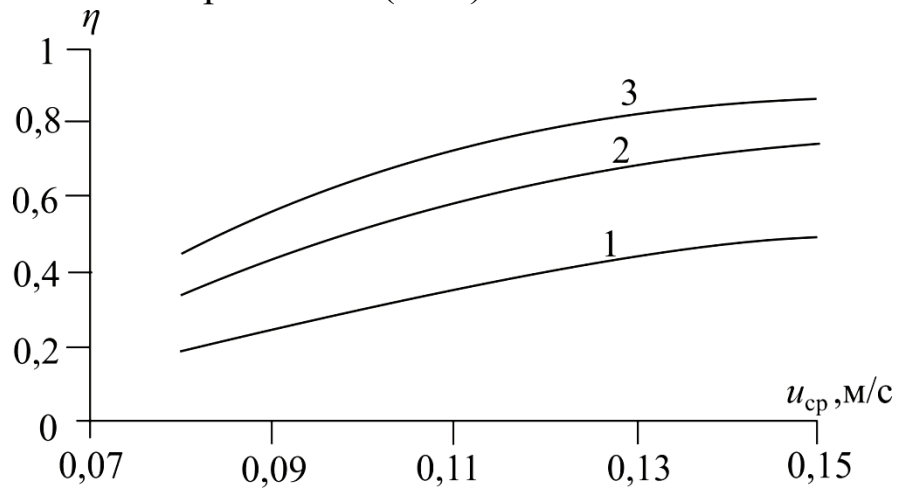


Рис. 3.11. Зависимость эффективности массоотдачи η от скорости среды $u_{\text{ср}}$: 1 – $\varphi_{\text{ж}} = 0{,}05$; 2 – $\varphi_{\text{ж}} = 0{,}1$; 3 – $\varphi_{\text{ж}} = 0{,}15$. Расчет по выражению (3.48).

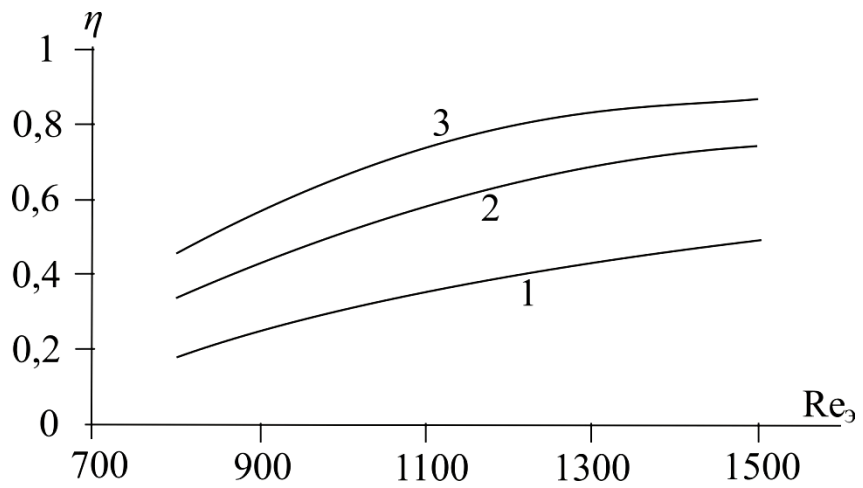


Рис. 3.12. Зависимость эффективности массоотдачи η от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$: 1 – $\varphi_ж = 0{,}05$; 2 – $\varphi_ж = 0{,}1$; 3 – $\varphi_ж = 0{,}15$. Расчет по выражению (3.48).

Приведенные выражения для расчета коэффициентов массоотдачи от капель в турбулентной среде позволяют произвести расчет эффективности процесса экстракции при турбулентном прямотоке в пустотелых каналах и каналах со стационарной хаотичной насадкой.

В целом проведение процесса экстракции в турбулентном прямотоке в каналах с насадками позволяет повысить эффективность извлечения компонентов за счет увеличения коэффициентов массоотдачи и дробления капель при относительно простом аппаратурном оформлении.

3.5 Схема модернизированного жидкостного экстрактора

Для систем жидкость–жидкость разработана схема (эскиз) интенсифицированного жидкостного экстрактора с применением проточного массообменного насадочного контактного устройства, которое позволяет повысить эффективность массопередачи с использованием традиционных жидкостных экстракторов (насадочных, тарельчатых и др.).

Сущность представленной схемы (эскиза) поясняется рисунком 3.13, на котором изображен традиционный жидкостной гравитационный экстрактор 1 с хаотичной насадкой 2 и проточное массообменное насадочное контактное устройство 7 [69].

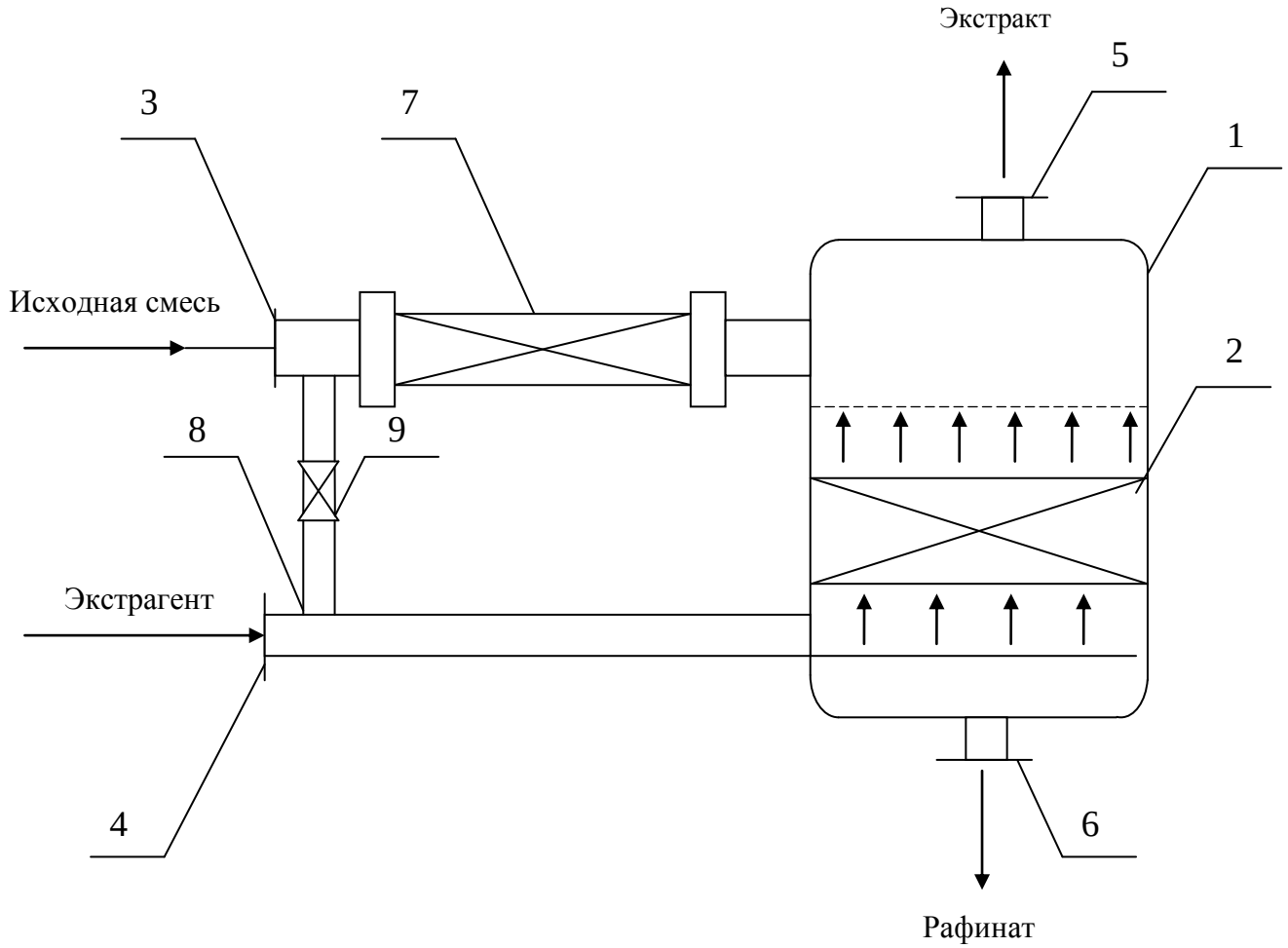


Рис. 3.13. Схема модернизированного жидкостного гравитационного экстрактора: 1 – корпус; 2 – хаотичная насадка; 3 – трубопровод подачи исходной смеси; 4 – трубопровод подачи экстрагента; 5 – трубопровод отвода экстракта; 6 – трубопровод отвода рафината; 7 – проточное массообменное насадочное контактное устройство; 8 – канал подачи экстрагента; 9 – вентиль для регулирования подачи экстрагента.

Схема жидкостного экстрактора содержит корпус 1, в котором установлена хаотичная насадка 2, а также трубопровод 3 подачи исходной смеси, трубопровод 4 подачи экстрагента, трубопровод 5 отвода экстракта, трубопровод 6 отвода рафината, проточное массообменное насадочное контактное устройство 7, расположенное в трубопроводе 3 подачи исходной смеси, при этом трубопровод 4 подачи экстрагента снабжен каналом 8, соединенным с трубопроводом 3 подачи исходной смеси [69].

Жидкостный экстрактор работает следующим образом.

В проточное массообменное насадочное контактное устройство 7 подают через канал 8 часть экстрагента в исходную смесь, в котором эти жидкости интенсивно перемешиваются с образованием большой

поверхности контакта фаз, при этом создается турбулентный режим, дисперсная фаза дробится на мелкие капли, что позволяет повысить эффективность массопередачи. С помощью вентиля 9 регулируют подачу экстрагента. Другую часть экстрагента и смесь, после прохождения проточного массообменного насадочного контактного устройства 7, подают в корпус 1 жидкостного экстрактора с хаотичной насадкой 2, где также происходит дробление дисперсной фазы на мелкие капли, одновременно с этим увеличивается поверхность контакта, время контакта этих жидкостей, что существенно повышает эффективность процесса массопередачи. В экстракторе сплошной фазой является исходная смесь, которая подается в экстрактор через трубопровод 3 подачи исходной смеси и поступает вниз. Экстрагент вводится в нижнюю часть экстрактора через трубопровод 4 подачи экстрагента, и в виде капель поднимается вверх. Экстракт и рафинат отводятся через трубопровод 5 отвода экстракта и трубопровод 6 отвода рафината, соответственно [69].

Использование дополнительного жидкостного экстрактора с хаотичной насадкой, позволит повысить эффективность массопередачи до $\bar{\eta} > 99{,}9\%$ за счет интенсификации процесса, создания турбулентного режима в проточном массообменном насадочном смесителе, эффективность которого по расчетным данным около одной теоретической тарелки (ВЭТТ), а также упростить конструкцию экстрактора за счет исключения подвижных частей и проведения процесса в стационарном режиме [69]. Аналогично организуется процесс для системы газ – жидкость [113].

4. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СМЕШЕНИЯ СРЕД В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ

4.1 Задачи смешения сред

Использование хаотичного насадочного слоя в проточных каналах, кроме интенсификации тепло – и массообмена, может сопровождаться процессом смешения различных сред, например, различных присадок с топливом и т.д.

По определению понятие смешение характеризуется как совокупность процессов направленного формирования гетерогенной (или гомогенной) системы, целью которых является снижение концентрационного или температурного градиента (либо обоих одновременно) в перемешиваемых средах при наименьших экономических затратах [26,39,61,155]. Основным результатом при перемешивании сред является достижение совершенного взаимного распределения частиц в смешиваемой среде, в результате которого бесконечно малые пробы смеси, отобранные в любом месте перемешиваемой системы, будут иметь одинаковый состав или одинаковую температуру.

При рассмотрении процессов смешения жидких сред с дисперсной фазой, в результате взаимодействия частиц с турбулентным потоком происходит их хаотическое движение, и из-за сложности гидродинамической обстановки в аппаратах расчет характеристик турбулентности вызывает серьезные затруднения. Поэтому важным

аспектом является моделирование движения частиц в турбулентном потоке. Наиболее распространенные методы математического моделирования для перешивающих аппаратов основаны на описании процесса переноса – гипотезе Колмогорова о каскадном процессе разрушения существующих в жидкости вихреобразований и гипотезе Ландау о характере затухания турбулентности в вязком подслое.

Ниже рассмотрен процесс смешения жидкой фазы с дисперсной на основе подхода [123], когда перенос тонкодисперсной фазы рассматривается как разновидность диффузионного процесса с применением уравнений из теории массопередачи.

В качестве устройства, в котором проводится процесс смешения, рассматривается проточный канал с неупорядоченной стационарной хаотичной упаковкой (слоем). Сплошной фазой является несущая жидкость, а дисперсной другая жидкость или тонкодисперсная твердая фаза, которую необходимо смешать с несущей жидкостью.

Одним из условий модели является равномерная подача дисперсной фазы в сплошную на входе в насадочный слой. При неравномерной подаче дисперсной фазы в сплошную длина смешения увеличивается примерно на ~ (7-10)$d_э$. Кроме этого при теоретическом анализе всех форм движения частиц в турбулентном потоке обычно принимаются следующие предположения [137].

А. Диаметр частиц $d_ч$ мал по сравнению с масштабом несущих их пульсационных вихрей с масштабом ℓ: $d_ч << \ell$.

При таком предположении каждая частица совершает движение, оставаясь в пределах несущего вихря.

Отмеченному условию удовлетворяют частицы любой дисперсности т.е. высокодисперсные ($d_ч < 1$ мкм); тонкодисперсные ($1 < d_ч < 20$ мкм) и грубодисперсные ($20 < d_ч < 200$ мкм).

Б. Частицы имеют форму близкой к сферической, а в случае сильного отклонения от сферы вводится коэффициент формы. Полидисперсность частиц рассматривается пофракционно.

В. Кроме этого частицы:

а) не стесняют движение друг друга в ходе взаимных перемещений;

б) не соударяются, не коагулируют друг с другом и не разрушаются;

в) не оказывают ощутимого влияния на турбулентные характеристики среды.

Пределом концентраций частиц при выполнении данных условий, согласно известным экспериментальным данным [137], принято считать $C \leq 200$ г/м^3.

г) Электростатические и другие силы не гидродинамической природы незначительные.

д) Частицы не прилипают к поверхности насадки.

Среда, поступающая на вход смесителя, неоднократно рассекается неупорядоченными насадочными элементами и интенсивно перемешивается с дисперсной фазой за счет вихреобразования.

Неупорядоченная насадочная упаковка (слой), состоящая из мелких элементов, обладает достаточно большой удельной поверхностью (a_V ~ 200-600 м^2/м^3), распределенной хаотично в объеме. Равномерное распределение дисперсной фазы вблизи каждого элемента обеспечит практически однородную концентрацию частиц в целом по всему слою. Из-за градиента скорости сплошной среды у поверхности каждого элемента (как, известно, на поверхности выполняется условие прилипания жидкости, и $u_{\text{гр}} = 0$) появляется поток импульса и поток массы частиц. Т.к. элементы насадок распределены хаотично, то эти потоки способствуют эффективному перемешиванию сред по объему смесителя.

Для определения эффективности процесса перемешивания используют различные критерии оценки смешения [39,122].

Эффективность работы смесителей с неупорядоченной хаотичной упаковкой существенно зависит от гидродинамических условий движения жидкости. Гидродинамика потоков определяется сложной геометрией каналов, формируемых размещением и размером насадки в упаковке и материалом насадочных элементов, а также входными неравномерностями [18,150]. Сложные зависимости отмеченных факторов и их взаимное влияние значительно затрудняют получение строгого математического описания процесса и выполнение расчетов

эффективности. Поэтому обычно при составлении математических моделей принимают различные допущения, приемлемость которых корректируют и проверяют экспериментально.

4.2 Коэффициенты турбулентного переноса дисперсной фазы

При рассмотренной выше постановке основной задачей является определение коэффициента скорости переноса дисперсной фазы β_d, который, являясь аналогом коэффициента массоотдачи, зависит от физических свойств среды и гидродинамики потока.

Гидродинамика взвешенных частиц в турбулентном потоке отличается гораздо большей сложностью и интенсивностью, чем в ламинарном. Расчеты показывают, что только достаточно крупные частицы (более 3-5 мм, в зависимости от гидродинамических условий среды и плотностей взаимодействующих фаз) не участвуют в турбулентных пульсациях среды [123]. Для более мелких частиц в многофазных системах при моделировании гидродинамических процессов необходимо учитывать турбулентное пульсационное движение частиц.

Весь спектр осаждающихся частиц можно разделить на три основные группы [109,115,137,175]:

I группа – частицы, полностью увлекаемые турбулентными пульсациями среды (хотелось бы отметить, что абсолютно полного увлечения взвешенных частиц в пульсационное движение среды, быть и не может, т.к. частицы вовлекаются в пульсационное движение силами вязкости, которые проявляются при наличии относительной скорости среды);

II группа – частицы, обладающие некоторой инерционностью по отношению к увлечению турбулентными пульсациями;

III группа – частицы, не увлекаемые турбулентными пульсациями среды.

Каждая группа частиц характеризуется действием на них определённых сил и факторов, и тем самым определённым поведением в турбулентном потоке.

В соответствии с теорией турбулентной миграции [104,137,175]

можно классифицировать частицы по группам на основании индекса инерционности $\omega_E \tau_{\text{р}}$, где ω_E – угловая частота турбулентных низкочастотных пульсаций, принадлежащих к крупномасштабным вихрям, с$^{-1}$, $\tau_{\text{р}}$ – время релаксации, с.

По экспериментальным данным [137] при значении $\omega_E \tau_{\text{р}} < 0{,}01$, степень увлечения частиц турбулентными пульсациями среды достигает 100% ($\overline{\mu_p^2} = 1$), $\overline{\mu_p^2} = \left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right)^{-1}$. Поэтому для частиц I группы записывается условие

$$\omega_E \tau_{\text{р}} = \frac{\pi |\Delta\rho| d_{\text{ч}}^2 f}{9\mu} < 0{,}01, \tag{4.1}$$

где $\tau_{\text{р}} = |\Delta\rho|\, d_{\text{ч}}^2 / (18\mu)$ – время релаксации, с; $\omega_E = u_* / \ell_E$ – угловая частота турбулентных низкочастотных пульсаций, с$^{-1}$; f – частота турбулентных пульсаций среды, с$^{-1}$; $\ell_E = 0{,}1R$ – масштаб энергоемких пульсаций, принимаемый по Таунсенду; $|\Delta\rho| = |\rho - \rho_{\text{ч}}|$ – разностей плотностей; $\rho_{\text{ч}}$ – плотность частицы, кг/м^3; ρ – плотность среды, кг/м^3; $d_{\text{ч}}$ – диаметр частицы, м; μ – динамическая вязкость среды, Па·с; R – радиус канала, м (для насадки $R = d_{\text{э}}/2$, м); u_* – динамическая скорость определяется по формуле (2.59).

Диаметр частиц для I группы должен удовлетворять условию ($|\Delta\rho| \neq 0$) [107,137,175]

$$d_{\text{ч}} < 0{,}3\sqrt{\frac{\mu}{\pi |\Delta\rho| f}} = 0{,}134\sqrt{\frac{R\mu}{|\Delta\rho| u_*}}. \tag{4.2}$$

Диаметр частиц для II группы должен удовлетворять условию

$$0{,}134\sqrt{\frac{R\mu}{|\Delta\rho| u_*}} < d_{\text{ч}} < 13{,}4\sqrt{\frac{R\mu}{|\Delta\rho| u_*}}. \tag{4.3}$$

При движении очень крупных частиц, отличающихся высоким значением индекса инерционности $\omega_E \tau_{\text{р}} > 100$, степень увлечения приближается к нулю ($\overline{\mu_p^2} \approx 0$). Для частиц III группы можно записать условие

$$\omega_E \tau_{\text{р}} = \frac{\pi |\Delta\rho| d_{\text{ч}}^2 f}{9\mu} > 100, \tag{4.4}$$

тогда выражение для оценки диаметра частиц III группы записывается

$$d_{\text{ч}} > 30\sqrt{\frac{\mu}{\pi |\Delta\rho| f}} = 13{,}4\sqrt{\frac{R\mu}{|\Delta\rho| u_*}}. \tag{4.5}$$

Из уравнений (4.4) и (4.5) следует, что частица, взвешенная в турбулентном потоке, тем точнее следует за пульсациями среды, чем меньше ее радиус и разность плотностей фаз, чем больше вязкость среды и ниже частота её пульсаций. При работе проточных смесителей дисперсная фаза должна быть достаточно мелкой, чтобы исключить гравитационные силы и осаждение частиц на нижнюю стенку при горизонтальном расположении. Т.е. время гравитационного осаждения частицы на стенку канала смесителя должно быть значительно больше среднего времени пребывания потока в насадочном слое.

Так, например, скорость гравитационного осаждения сферической частицы в жидкости вычисляется по известному выражению

$$U_{\text{ос}} = \sqrt{\frac{4}{3}\frac{|\Delta\rho| g d_{\text{ч}}}{\rho\xi}}, \tag{4.6}$$

где $\Delta\rho$ – разность плотностей сплошной и дисперсной фаз, кг/м^3; $d_{\text{ч}}$ – диаметр частицы, м; ρ – плотность сплошной фазы, кг/м^3; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления движению частиц.

Среднее время осаждения в канале (без учета насадки)

$$t_{\text{ос}} = \frac{d}{2U_{\text{ос}}}, \tag{4.7}$$

где d – диаметр канала, м.

Среднее время пребывания в канале длиной L

$$t_{\text{пр}} = \frac{L}{u_{\text{ср}}}. \tag{4.8}$$

Необходимое условие для проточного смесителя

$$t_{\text{ос}} >> t_{\text{пр}}. \tag{4.9}$$

Например, при $|\Delta\rho| = 10^3$, $\rho_{\text{ж}} = 10^3$ такому условию удовлетворяют частицы с $d_{\text{ч}} < 5 \cdot 10^{-4}$ м (500 мкм).

Очевидно, что такие частицы будут практически повторять линии тока сплошной среды, т.к. $u_{\text{ср}} >> U_{\text{ос}}$. Тогда, если пренебрегать силами тяжести, а также броуновской диффузией частиц в ядре потока, коэффициент переноса частиц будет совпадать с коэффициентом переноса импульса при одинаковой размерности.

Для описания процесса смешения необходимо соотнести размеры дисперсной фазы согласно приведенной классификации.

При расчетах принимались следующие параметры:

Концентрация дисперсной фазы C = 50 кг/м^3 (0,05 кг/кг), плотность частиц $\rho_{\text{ч}} = 2000$ кг/м^3, плотность воды $\rho = 1000$ кг/м^3.

В качестве насадочных элементов – стальные кольца Рашига (разм. 15 мм).

Радиус канала R = 0,1 м;

динамическая скорость определялась по выражению (2.59) и равна $u_* = 0{,}02$ м/с при $\text{Re}_{\text{э}} = 1000$;

диаметр частиц определяем по выражению $\sqrt{\dfrac{R\,\mu}{|\Delta\rho|\,u_*}}$, чтобы соотнести к какой либо группе частиц согласно представленной

классификации.

Таким образом, при разности плотностей $\Delta\rho = 1000$, частицы должны быть меньше $d_{\text{ч}} < 9{,}4 \cdot 10^{-6}$ (примерно < 10 мкм), а при $\Delta\rho = 100$, $d_{\text{ч}} < 30$ мкм.

В смесителе при перемешивании частиц больших размеров необходимо использовать коэффициент турбулентной диффузии частиц, характеризующий степень дисперсности потока при известных физико-химических его свойствах и заданной конструкции аппарата.

Если период пульсации среды и частицы в поперечном направлении совпадает, то коэффициент турбулентной диффузии частиц (для частиц II группы) можно определить по выражению [137]

$$D_{\text{т}_d} = D_{\text{т}} / \left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right), \tag{4.10}$$

где $D_{\text{т}_d}$ – коэффициент турбулентной диффузии частиц, м^2/с; $D_{\text{т}}$ – коэффициент турбулентной диффузии среды, м^2/с. На основании аналогии Рейнольдса, утверждающей, что механизмы турбулентного переноса количества движения и массы идентичны, коэффициент турбулентной диффузии среды принимают равным кинематическому коэффициенту турбулентной вязкости $D_{\text{т}} = \nu_{\text{т}}$.

Тогда коэффициент турбулентной диффузии частиц можно определить по выражению [137]

$$D_{\text{т}_d} = \nu_{\text{т}} / \left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right). \tag{4.11}$$

Для частиц полностью увлекаемых турбулентными пульсациями среды $D_{\text{т}_d} = \nu_{\text{т}}$.

Для определения эффективности смешения сред рассмотрен перенос импульса и массы частиц в канале со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем). В ядре турбулентного потока принимают допущение о пассивности переносимой субстанции, и, следовательно, равенстве турбулентного числа Шмидта $\text{Sc}_{\text{т}} \approx 1$.

Запишем поток массы дисперсных частиц по нормали к

поверхности насадки

$$j = -GdC, \tag{4.12}$$

$$j = \rho\beta_d C_\infty dF, \tag{4.13}$$

где G – массовый расход сплошной фазы, кг/с; C – концентрация частиц (“∞” – в ядре потока), кг/кг; β_d – коэффициент скорости переноса частиц, м/с; dF – элемент площади насадки, м^2.

Из равенства потоков массы (4.12) и (4.13) запишем соотношение

$$\rho\beta_d C_\infty dF = GdC. \tag{4.14}$$

После разделения переменных и интегрирования по всей поверхности в теории массопередачи записывают [106,154]

$$\int_{C_к}^{C_н} \frac{dC}{C_\infty} = \frac{\rho\beta_d F}{G} = N_d, \tag{4.15}$$

где (при $\beta_d = \text{const}$) N – в теории массопередачи называют числом единиц переноса; $F = SHa_v$ – площадь насадочного слоя, м^2; индексы: “н” – начальная; “к” – конечная.

На основе известного выражения (4.15) запишем значение N_d для насадочного проточного слоя

$$N_d = \frac{\beta_d F}{V} = \frac{\beta_d\, a_v\, S\, H}{\varepsilon_{св}\, S\, u_{ср}} = \frac{\beta_d\, a_v\, H}{\varepsilon_{св}\, u_{ср}} = 4\frac{\beta_d\, H}{d_э\, u_{ср}}, \tag{4.16}$$

где $V = Su_0 = Su_{ср}\varepsilon_{св}$ – объемный расход сплошной фазы, м^3/с; S – площадь поперечного сечения смесителя, м^2; $u_{ср}$ – средняя скорость в насадке, м/с; H – длина насадочного слоя, м.

Используя аналогию переноса импульса и массы, коэффициент скорости переноса частиц имеет вид [123,124]

$$\beta_d \approx \gamma / \left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right). \tag{4.17}$$

С учет аналогии (4.17) сопротивление скорости переноса частиц в пристенном слое записывается в виде

$$\frac{1}{\beta_d} = \int_0^{\delta} \frac{j_{\text{ч}}^* dy}{\left(\nu + \nu_{\text{т}}\right) / \left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right)}, \tag{4.18}$$

где $j_{\text{ч}}^* = j_{\text{ч}} / j_{\text{ст}}$ – относительный поток массы частиц.

На основе выражения (4.18) и рассмотренной трехслойной модели турбулентного пограничного слоя (2.66) – (2.68) запишем

$$\frac{1}{\beta_d} = \left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right) \left[\int_0^{\delta_1} \frac{dy}{\nu + 0{,}001\nu \left(\frac{u_* y}{\nu} \right)^3} + \int_{\delta_1}^{\delta_2} \frac{dy}{\nu + 0{,}012\nu \left(\frac{u_* y}{\nu} - 1{,}6 \right)^2} + \right.$$

$$\left. + \int_{\delta_2}^{\delta} \frac{dy}{\nu + 0{,}4\nu \left(\frac{u_* y}{\nu} - 10 \right)} \right]. \tag{4.19}$$

После интегрирования выражения (4.19) получен коэффициент скорости переноса частиц

$$\beta_d = \frac{u_*}{\left(1 + \omega_E \tau_{\text{р}}\right) \left[\tilde{R}_1 + \frac{1}{\chi} \ln\left(\tilde{R}_\delta / \tilde{R}_0 \right) \right]}, \tag{4.20}$$

где динамическая скорость на поверхности насадки u_* определяется по выражению (2.59), параметры $\tilde{R}_1$, $\tilde{R}_\delta$, $\tilde{R}_0$ по выражениям (2.85), (2.80), (2.86), соответственно.

С учетом выражения (4.20) получим безразмерный комплекс Стантона $\text{St}_d = \beta_d / u_{\text{ср}}$ для смесителя со стационарной хаотичной

насадочной упаковкой

$$\mathrm{St}_d = \frac{\nu}{d_э} \frac{1{,}85\mathrm{Re}_э^{0,75}(\xi/2)^{0,25}}{(1+\omega_E\tau_р)\left[1{,}48\mathrm{Re}_э^{0,125}/\xi^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4\mathrm{Re}_э^{0,125}\xi^{0,5}\right)\right]u_{ср}}, \quad (4.21)$$

или

$$\mathrm{St}_d = \frac{1{,}85(\xi/2)^{0,25}}{(1+\omega_E\tau_р)\left[1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0,125}/\xi^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0,125}\,\xi^{0,5}\right)\right]\mathrm{Re}_э^{0,25}}. \quad (4.22)$$

Тогда число единиц переноса для насадочного проточного слоя из выражений (4.16) и (4.22) можно записать

$$N_d = \mathrm{St}_d a_\nu H, \quad (4.23)$$

или

$$N_d = \frac{1{,}85(\xi/2)^{0,25} a_\nu H}{(1+\omega_E\tau_р)\left[1{,}48\,\mathrm{Re}_э^{0,125}/\xi^{0,25} + 2{,}5\ln\left(4\,\mathrm{Re}_э^{0,125}\,\xi^{0,5}\right)\right]\mathrm{Re}_э^{0,25}}. \quad (4.24)$$

На основе рассмотренного подхода («метод единиц переноса») можно определить эффективность процесса смешения сред в статическом насадочном смесителе, применяя модели гидродинамических структур потоков.

4.3 Эффективный коэффициент перемешивания

Основным параметром в уравнении диффузионной модели структуры потока является коэффициент продольного перемешивания. В диффузионной модели продольная дисперсия или перемешивание потока рассматривается как следствие продольной турбулентной диффузии или пульсаций частиц потока, а также различных скоростей их движения. По аналогии с молекулярной диффузией принимается, что количество вещества, переданное турбулентной диффузией, пропорционально градиенту концентраций с коэффициентом

пропорциональности $D_т$ – коэффициентом турбулентной диффузии, дисперсии (рассеяния) или продольного перемешивания потока.

Рассмотрим подход, когда все гидродинамические эффекты учитываются с помощью эффективного коэффициента [49,156]. Для расчета эффективного коэффициента перемешивания жидких фаз в статических смесителях с различными хаотичными насадочными упаковками (слоями) применим выражение (2.99). Рассматриваемая среда – вода при температуре t = 20° С, вязкость воды $\nu = 10^{-6}$ м^2/с. Расчетные данные эффективного коэффициента $D_{эф}$ по выражению (2.99) с коэффициентом пропорциональности $A = 1{,}92$ для наиболее близких по конструктивным характеристикам насадок представлены на рисунке 4.1.

На рисунке 4.1 даны расчетные зависимости коэффициента $D_{эф}$ (2.99) для различных насадок в зависимости от средней скорости в полном сечении трубы u_0.

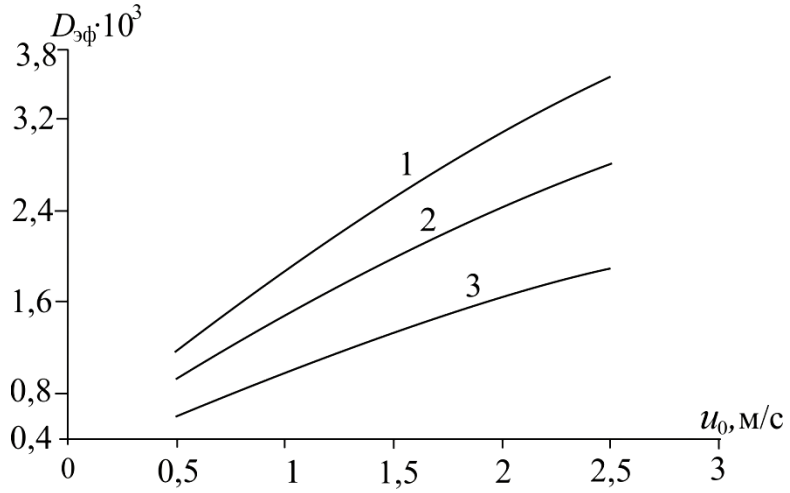


Рис. 4.1. Зависимость эффективного коэффициента $D_{эф}$ от средней скорости в полном сечении трубы u_0 (вода; $\nu = 10^{-6}$ м^2/с): 1 – кольца Рашига разм. 10×10 ($d_э = 0{,}007$ м); 2 – насадки «Инжехим» разм. 8×7 ($d_э = 0{,}0049$ м); 3 – шары диаметром разм. 8 мм ($d_э = 0{,}0037$ м).

При идентичных конструктивных характеристиках (т.е. a_V и $\varepsilon_{св}$) и одинаковой средней скорости среды, эффективный коэффициент будет отличатся по значению коэффициента сопротивления в степени $\xi^{0,25}$ для различных типов насадок. Но, очевидно, что для разнотипных

насадок добиться одинаковых значений на a_V и $\varepsilon_{\text{св}}$ (отсюда и по $d_{\text{э}}$) затруднительно.

При описании процесса теплопереноса в насадочном слое получено выражение модифицированного числа Пекле с учетом эффективного коэффициента (2.105). Рассмотрим применение полученного выражения (2.105) для оценки эффективности смешения в статических смесителях, заполненных различными насадочными элементами, и сравним полученные расчетные значения с экспериментальными данными, полученными Вермюленом и др.

Вермюлен с сотр. [5–8] провели обширные исследования по определению продольного перемешивания, используя колонну диаметром $D = 0{,}159$ м с различной насадкой.

Сравнение полученного выражения (2.105) модифицированного числа Пекле с экспериментальными данными, полученными Вермюленом и др [5–8] для насадок различной формы показано на рисунках 4.2 и 4.3 [124].

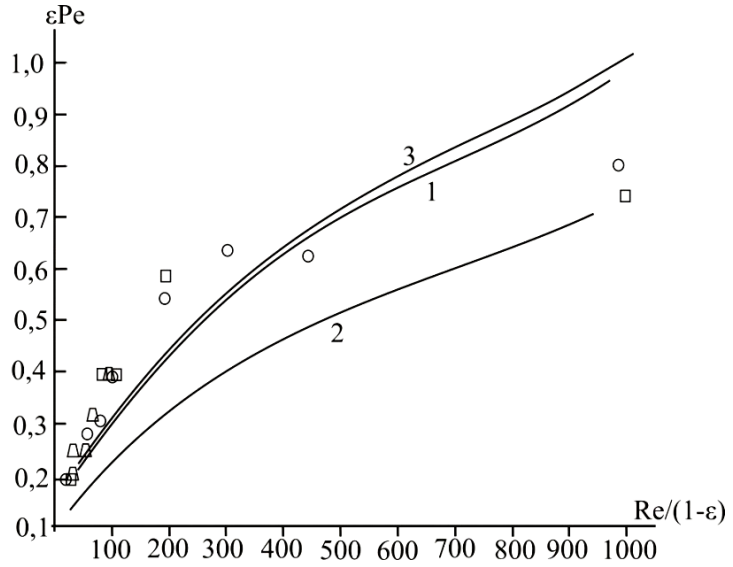


Рис. 4.2. Зависимость модифицированного числа Pe от числа Re: 1 – расчет по выражению (2.105) для насадок шарообразной формы ($d_{\text{э}} = 0{,}019$ м, $\varepsilon_{\text{св}} = 0{,}41$); 2 – расчет по выражению (2.105) для насадок шарообразной формы ($d_{\text{э}} = 0{,}019$ м, $\varepsilon_{\text{св}} = 0{,}32$); 3 – расчет по выражению (2.105) для насадок шарообразной формы ($d_{\text{э}} = 0{,}0096$ м);○ – экспериментальные данные Вермюлена для насадок шарообразной формы ($d_{\text{э}} = 0{,}019$ м, $\varepsilon_{\text{св}} = 0{,}41$) [5–8]; □– экспериментальные данные Вермюлена для насадок шарообразной формы ($d_{\text{э}} = 0{,}019$ м, $\varepsilon_{\text{св}} = 0{,}32$) [5–8]; △ – экспериментальные данные Вермюлена для насадок шарообразной формы ($d_{\text{э}} = 0{,}0096$ м) [5–8].

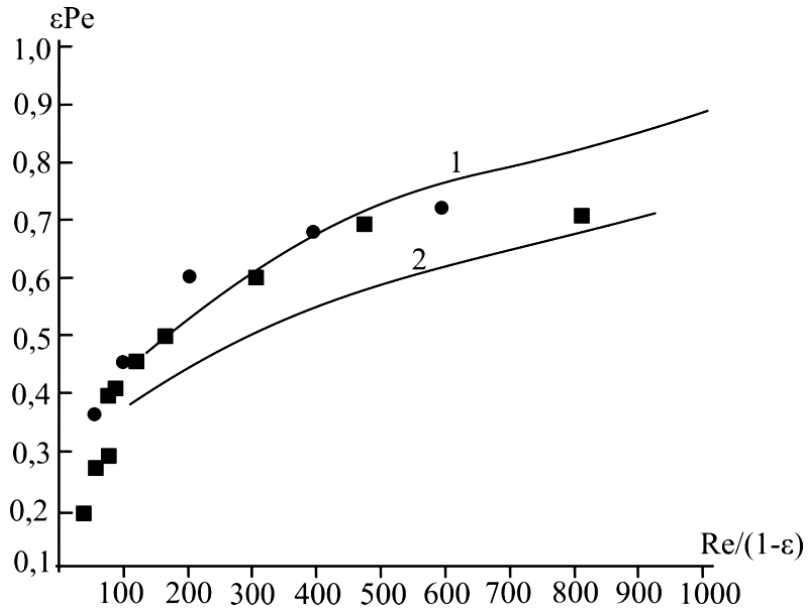


Рис. 4.3. Зависимость модифицированного числа Pe от числа Re: 1 – расчет по выражению (2.105) для седлообразных насадок Берля; 2 – расчет по выражению (2.105) для колец Рашига; ■ – экспериментальные данные Вермюлена для седлообразных насадок Берля [5–8]; ● – экспериментальные данные Вермюлена для колец Рашига [5–8].

Полученные расчетные значения модифицированного числа Пекле удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, что позволяет при дальнейших вычислениях использовать выражение (2.105) для статических смесителей насадочного типа.

На рисунке 4.4 представлена зависимость числа Пекле $\mathrm{Pe}_э$ от числа $\mathrm{Re}_э$ для различных насадок.

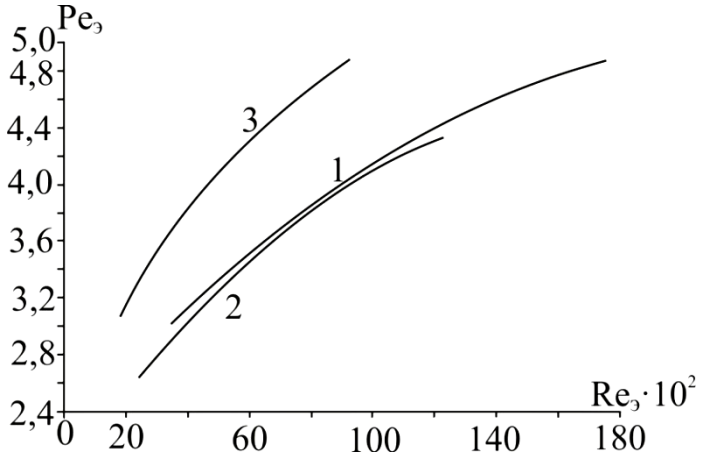


Рис. 4.4. Зависимость числа Пекле $\mathrm{Pe}_э$ от числа $\mathrm{Re}_э$ для насадок (вода): 1 – кольца Рашига разм. 10×10 ($d_э = 0{,}007$ м); 2 – насадки «Инжехим» разм. 8×7 ($d_э = 0{,}0049$ м); 3 – шары диаметром разм. 8 мм ($d_э = 0{,}0037$ м).

При известном значении числа Пекле $\mathrm{Pe}_э$ (2.105) можно

вычислить число ячеек полного перемешивания по приближенной эквивалентной зависимости (выражение 2.104). Отсюда следует, что при $\mathrm{Pe}_э < 2$ получаем практически одну ячейку полного смешения.

Число Пекле для канала с насадкой можно найти из выражения

$$\mathrm{Pe}_H = \frac{H}{d_э}\mathrm{Pe}_э . \qquad (4.25)$$

Далее показана возможность применения выражения (4.25) для оценки эффективности смешения в статических смесителях со стационарной хаотичной насадочной упаковкой (слоем).

В качестве примера принимались: вода – дисперсная фаза (частицы); свойства среды: t = 20° С; $\nu = 10^{-6}$ м^2/с; $d_ч = 10^{-5}$ м; $\rho_ч = 1200$ кг/м^3. Выбраны три вида хаотичных насадок с близкими номинальными размерами: стальные шары (14 мм); стальные кольца Палля (15×15 мм); стальная насадка «Инжехим - 2000» (16 мм). Длина насадочного слоя принималась H = 0,4 м.

На рисунке 4.5 дана зависимость числа Пекле Pe_H (4.25) от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ для различных насадок.

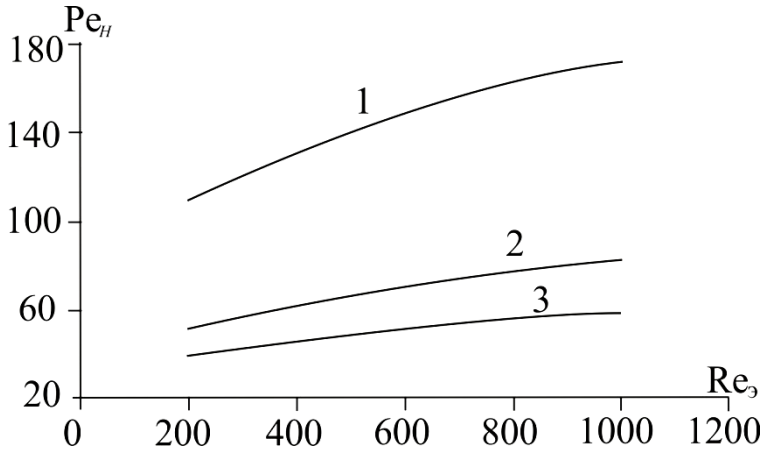


Рис. 4.5. Зависимость числа Пекле Pe_H от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$: 1 – стальные шары (разм.14 мм; $d_э = 0{,}006$ м); 2– стальные кольца Палля (разм.15×15мм; $d_э = 0{,}01$ м); 3 – стальная насадка «Инжехим-2000» (разм. 16 мм; $d_э = 0{,}0142$ м).

Чем меньше значение числа Пекле Pe_H, тем эффективнее происходит процесс смешения. Соответственно, наибольшая эффективность наблюдаются у насадок «Инжехим-2000» и стальных

колец Палля.

Далее представлены расчетные значения статического смесителя по данным Казанской ТЭЦ-1 при введении присадок [71,124,198] в мазут марки М-100. Статический смеситель устанавливается в трубопровод диаметром 200 мм. Температура мазута 80^0С. Расход мазута 8 кг/с. Плотность мазута $\rho_м = 990$ кг/м^3, кинематическая вязкость $\nu = 9{,}5 \cdot 10^{-5}$ м^2/с.

Объемный расход мазута $V = 0{,}008$ м^3/с. Скорость в трубе $u_{ср} = 0{,}25$ м/с. Число Рейнольдса в смесителе с насадкой 24 мм $\mathrm{Re}_э = 60{,}5$. Коэффициент гидравлического сопротивления насадки ξ = 0,8. Эффективный коэффициент перемешивания по формуле (2.99) $D_{эф} = 0{,}0037$ м^2/с. Число Пекле Pe = 1,53. Число ячеек полного перемешивания n = 1,77.

Отсюда следует, что данный статический смеситель с насадкой «Инжехим» 24 мм обеспечивает эффективное смешение мазута с присадками.

4.4 Определение длины (высоты) насадочной части смесителя

Одной из основных характеристик, определяющих эффективность работы смесителей, является длина, на которой достигается заданная эффективность (качество) перемешивания, и затраченная при этом энергия.

Согласно рассмотренной выше модели смешения запишем поток массы частиц в форме аналога уравнений массопередачи и баланса

$$M = \beta_d F \Delta\overline{C}, \tag{4.26}$$

$$M = VC_d, \tag{4.27}$$

где V – объемный расход сплошной фазы (жидкости), м^3/с; F – поверхность насадочного слоя, м^2; $\overline{\Delta C}$ – средняя движущая сила переноса частиц, кг/м^3; C_d – концентрация дисперсной фазы, кг/м^3; β_d – коэффициент скорости переноса дисперсной фазы, м/с.

Из равенства потоков массы (4.26) и (4.27) имеем

$$\beta_d F \Delta\overline{C} = VC_d\,. \tag{4.28}$$

Отсюда запишем поверхность насадочного слоя (при условии $\overline{\Delta C} = C_d$)

$$F = a_v SH = \frac{V}{\beta_d}, \tag{4.29}$$

и выражение для определения длины слоя насадки в смесителе получит вид [128]

$$H = \frac{V}{\beta_d S a_v} = \frac{u_0}{\beta_d a_v} = \frac{\varepsilon_{\text{св}}}{\text{St}_d a_v}, \tag{4.30}$$

где S – площадь поперечного сечения смесителя, м^2; a_v – удельная поверхность насадки, м^2/м^3; u_0 – средняя скорость сплошной фазы (жидкости) в смесителе без учета насадки, м/с. Число Стантона St_d по формуле (4.22).

Как отмечено выше, данное выражение (4.30) получено при условии равномерной подачи дисперсной фазы на вход насадочного слоя.

При наличии неравномерностей на входе роль выравнивателя потока может выполнять неупорядоченный насадочный слой. Расчет длины такого слоя можно выполнить с помощью математической модели [123] или приближенно принять равным (7÷10) $d_э$, тогда имеем

$$H = 10 d_э + \frac{\varepsilon_{\text{св}}}{\text{St}_d a_v}. \tag{4.31}$$

Выражение (4.31), где удельную поверхность запишем через эквивалентный диаметр насадки ($a_v = 4\varepsilon_{\text{св}} / d_э$), получит вид

$$H = d_э \left[10 + \left(4\mathrm{St}_d\right)^{-1}\right]. \qquad (4.32)$$

По полученным выражениям произведены расчеты для оценки влияния характеристик дисперсной фазы на длину зоны смешения в статическом смесителе, заполненном насадками. Построены зависимости длины слоя насадки в смесителе от числа Рейнольдса, с учетом влияния диаметра и плотности дисперсной фазы.

При расчетах принимались следующие параметры:

в качестве насадочных элементов – стальные кольца Рашига 25×25 мм.

Скорость жидкости в полном сечении трубы $u_0 = 0{,}1 - 0{,}5$ м/с.

Система – вода при t = 20 ˚С и дисперсная фаза:

C = 50 кг/м^3 (0,05 кг/кг);

а) 1 – $\rho_ч = 500$ кг/м^3; 2 – $\rho_ч = 1200$ кг/м^3, 3 – $\rho_ч = 2000$ кг/м^3;

б) 1 – $d_ч = 10$ мкм; 2 – $d_ч = 100$ мкм; 3 – $d_ч = 200$ мкм.

На рисунке 4.6 рассмотрена зависимость длины насадочной части смесителя от числа Рейнольдса при различных диаметрах частиц (дисперсной фазы), плотность частиц (дисперсной фазы) принималась постоянной $\rho_ч = 1200$ кг/м^3.

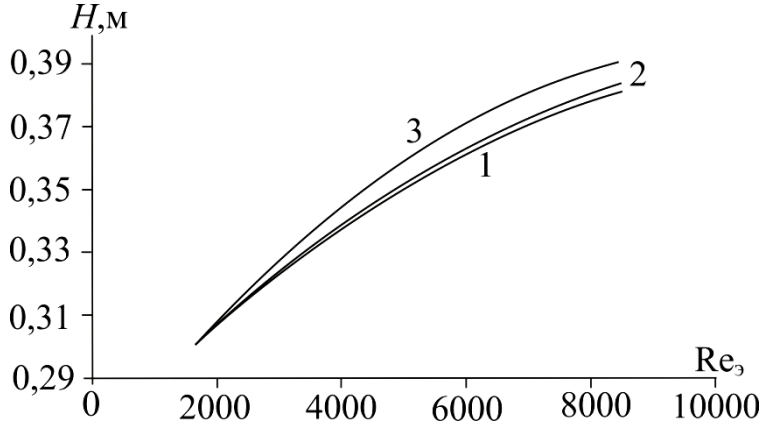


Рис. 4.6. Зависимость длины насадочной части смесителя H от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ ($d_э = 0{,}017$ м; $\nu = 10^{-6}$ м^2/с): 1 – $d_ч = 10$ мкм; 2 – $d_ч = 100$ мкм; 3 – $d_ч = 200$ мкм. Расчет по выражению (4.30).

На рисунке 4.7 показаны результаты расчета зависимости длины насадочной части смесителя от числа Рейнольдса с различными плотностями частиц (дисперсной фазы), диаметр частиц (дисперсной

фазы) принимался постоянным $d_ч = 100$ мкм.

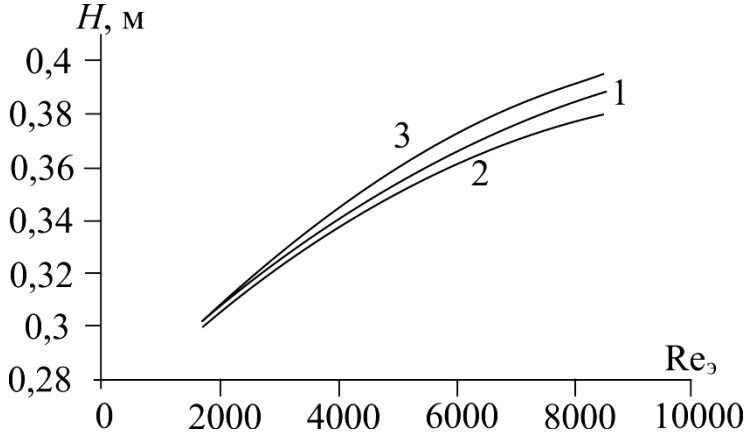


Рис. 4.7. Зависимость длины насадочной части смесителя *H* от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ ($d_э = 0{,}017$ м; $\nu = 10^{-6}$ м²/с): 1 – $\rho_ч = 500$ кг/м³; 2 – $\rho_ч = 1200$ кг/м³, 3 – $\rho_ч = 2000$ кг/м³. Расчет по выражению (4.30).

Согласно сделанным расчетам установлено, что с увеличением скорости потока, а также, чем крупнее частица и выше её плотность, тем больше необходима длина слоя насадки для смешения, и соответственно тем меньше эффективность проводимого процесса смешения. Однако для систем, когда плотности дисперсной (частицы) и сплошной фазы близки по значению, требуется меньшая длина слоя насадки для смешения. Если позволяют производственные условия, то процесс смешения желательно проводить при значениях $\mathrm{Re}_э = 2000 \div 4000$.

4.5 Эффективность смешения

При турбулентной миграции частиц к поверхности контактных устройств (поверхности стенки) подразделяются на [137]:

1. абсолютно не поглощающие, т.е. где не удерживаются частицы;
2. абсолютно поглощающие, т.е. на которых полностью удерживаются частицы. Например, при сепарации (физической коагуляции) нефтепродуктов из воды.

В данном случае при эффективности $\eta = (C_н - C_к)/C_н = 1$ (100%) следует, что все частицы прилипли к стенке (элементам насадки). Для статического смесителя с хаотичной насадкой можно ввести понятие «псевдосепарация», тогда можно считать, что при $\eta = 1$ все частицы

достигли поверхности насадки и отскочили обратно в поток, т.к. поверхности стенки абсолютно не поглощающие. Учитывая, что хаотичные насадки имеют большую удельную поверхность (200 – 600 м^2/м^3) и однородно распределены по всему объему смесителя, то будет обеспечено практически полное смешение.

Тогда в рамках рассмотренного подхода приближенно можно записать эффективность смешения по аналогии с массообменом, используя модели структуры потоков [154].

Если $\mathrm{Pe} \to \infty$, то используется модель идеального вытеснения. Уравнение для расчета эффективности по модели идеального вытеснения имеет вид

$$\eta = 1 - \exp(-N_d), \tag{4.33}$$

где число единиц переноса, характеризует степень перемешивания компонентов, значение которого находят по полученному выражению (4.24).

Если $\mathrm{Pe} \to 0$, то используется модель идеального смешения

$$\eta = \frac{N_d}{1 + N_d}, \tag{4.34}$$

при $1 \le \mathrm{Pe} \le 20$ применяется ячеечная модель

$$\eta = 1 - (1 + N_d / n)^{-n}, \tag{4.35}$$

где число ячеек смешения находится по выражению (2.104).

На основе использования выражений (4.33), (4.35) произведены расчеты и построен график зависимости эффективности смешения от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ (рисунок 4.8).

При расчетах принималось:

среда – вода при t = 20 °С; $\nu = 10^{-6}$ м^2/с;

в качестве насадок использовались – насадки «Инжехим» (разм. 50 мм);

длина насадочного слоя H= 0,5 м.

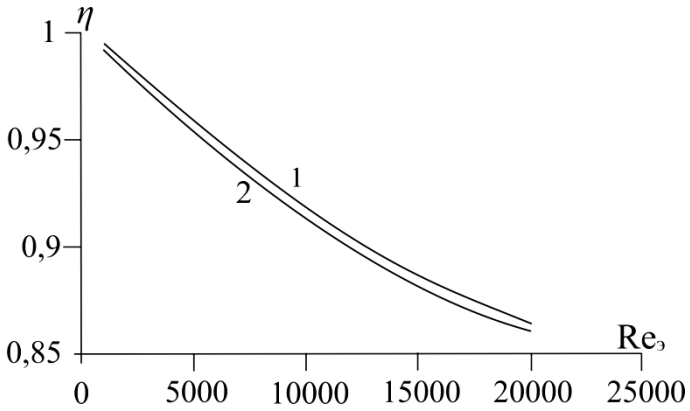


Рис. 4.8. Зависимость эффективности смешения η от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ ($d_э = 0{,}0142$ м): 1 – расчетные значения по выражению (4.33); 2 – по выражению (4.35).

Как видно из графика, расчетные значения эффективности смешения по моделям идеального вытеснения и ячеечной модели дают близкие величины, и эффективность приближается к 100 % уже при H = 0,5 м, что соответствует расчетам по формулам из раздела 4.4 и данным промышленного внедрения смесителей «Инжехим».

4.6 Энергетическая эффективность насадочных смесителей

Известно что, наличие насадочного слоя в канале сопровождается увеличением гидравлического сопротивления и как следствие, увеличивается затраченная мощность на перемешивание потока, что в целом приводит к снижению эффективности смешения сред. Для выбора энергоэффективных и энергосберегающих научно–технических решений при проектировании или модернизации проточных насадочных смесителей рассмотрен подход с использованием энергетических коэффициентов В.М. Кирпичева и В.М. Антуфьева

Энергетический коэффициент для смесителя на основе выражения В.М. Антуфьева (1.12) запишем в виде [127]

$$E_d = \frac{\beta_d F}{N}. \tag{4.36}$$

Коэффициент скорости переноса частиц найдем из выражения (4.20), полученного на основе рассмотренной модели смешения, когда перенос тонкодисперсной фазы рассматривается как разновидность

диффузионного процесса с применением уравнений из теории массопередачи.

Выражение для энергетической эффективности (4.36) с учетом (4.20) и затраченной мощности $N = Q\Delta P$ запишем в виде [127]

$$E_d = \frac{\beta_d F}{N} = \frac{\beta_d a_v S H}{\Delta P u_0 S}, \tag{4.37}$$

где S – площадь поперечного сечения смесителя, м^2; ΔP – перепад давления, Па; H – длина насадочного слоя, м.

Записывая перепад давления для насадочного слоя в известной форме, из (4.37) получим [127]

$$E_d = 2\frac{d_э \beta_d a_v}{\rho \xi u_0^3} = 8\frac{\varepsilon_{св} \beta_d}{\rho \xi u_0^3} = 8\frac{\varepsilon_{св} \mathrm{St}_d}{\rho \xi u_0^2}. \tag{4.38}$$

Чем больше значение E_d, тем эффективнее с энергетической точки зрения смеситель. Естественно, что смеситель должен обеспечивать однородную композицию на выходе, т.е. эффективность η более 90 %.

Рассмотрим примеры расчета определения энергетических коэффициентов насадочных статических смесителей, предназначенных для смешения жидких сред. Для сравнительной характеристики в качестве насадочных элементов использовались три вида хаотичных насадок с близкими номинальными размерами: стальные шары (разм. 14 мм); стальные кольца Палля (разм. 15×15 мм.); стальная насадка «Инжехим – 2000» (разм. 16 мм). Рассматриваемая среда – вода при t = 20° С и дисперсная фаза в виде частиц с характеристиками $d_ч = 10^{-5}$ м; $\rho_ч = 1200$ кг/м^3.

При числе $\mathrm{Re}_э = 200$ получаем значения энергетических коэффициентов (по формуле 4.38):

стальные шары $E_d = 0{,}07$;

стальные кольца Палля $E_d = 0{,}19$;

стальная насадка «Инжехим» $E_d = 0{,}52$.

На рисунке 4.9 представлены расчетные значения энергетических коэффициентов в зависимости от числа Рейнольдса при использовании различных видов насадок.

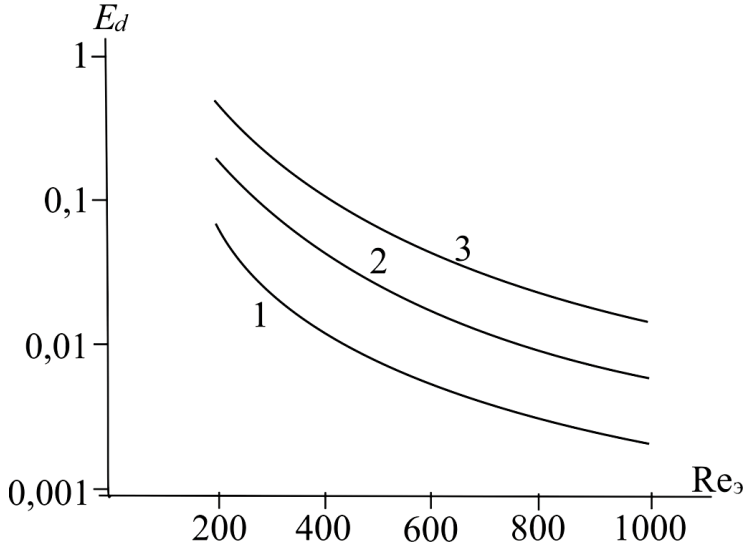


Рис. 4.9. Зависимость энергетического коэффициента E_d от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$: 1 – стальные шары (разм.14 мм; $d_э = 0{,}006$ м); 2 – стальные кольца Палля (разм. 15×15 мм; $d_э = 0{,}01$ м); 3 – стальная насадка «Инжехим – 2000» (разм. 16 мм; $d_э = 0{,}0142$ м). Расчет по выражению (4.38).

Как видно из рисунка, наибольшие значения энергетического коэффициента наблюдаются при использовании в качестве насадок – стальные насадки «Инжехим–2000». Во всех трех случаях с увеличением числа Рейнольдса мощность на прокачивание среды быстро нарастает пропорционально увеличению средней скорости $u_{ср}^3$, и значение энергетического коэффициента E_d снижается.

В работе [107] на основе применения выражения В.М. Кирпичева, только для аппарата газоочистки от дисперсной фазы, получено отношение для энергетического коэффициента в виде

$$E = \frac{\eta}{\Delta P}, \tag{4.39}$$

где η – эффективность газоочистки; ΔP – перепад давления рабочей зоны аппарата, Па.

Данное выражение также можно использовать для оценки энергетической эффективности проточных насадочных смесителей. Для расчета эффективности смешения применим формулу ячеечной модели (4.35).

Чем больше значение $\eta / \Delta P$, тем эффективнее с энергетической точки зрения смеситель.

С использованием выражения (4.39) рассмотрен пример расчета энергетических коэффициентов насадочных статических смесителей.

При числе $\mathrm{Re}_э = 200$ для воды (t = 20° С) и частиц $d_ч = 10^{-5}$ м; $\rho_ч = 1200$ кг/м^3, получаем значения энергетических коэффициентов (по формуле 4.39):

стальные шары $\eta / \Delta P = 0{,}0006$;

стальные кольца Палля $\eta / \Delta P = 0{,}029$;

стальная насадка «Инжехим» $\eta / \Delta P = 0{,}12$.

На рисунке 4.10 дана зависимость эффективности смешения (4.35) от числа Рейнольдса для различных насадок, а на рисунке 4.11 зависимость энергетического коэффициента (4.39) от числа Рейнольдса для различных насадок.

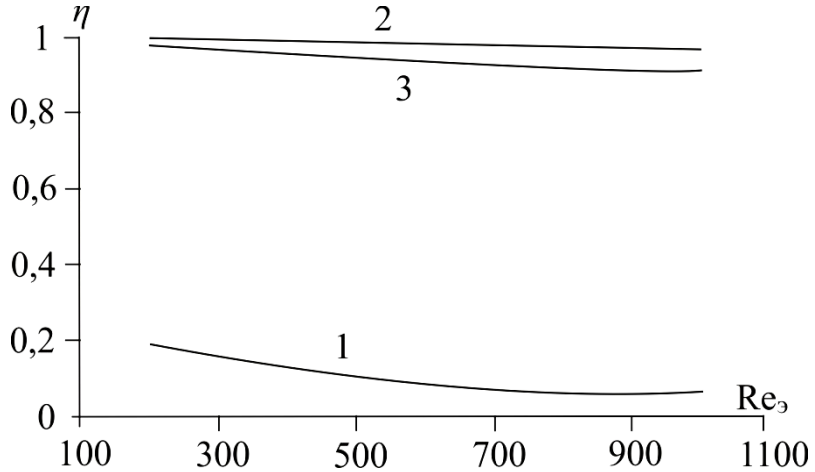


Рис. 4.10. Зависимость η (по формуле 4.35) от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$: 1 – стальные шары (разм.14 мм; $d_э = 0{,}006$ м); 2 – стальные кольца Палля (разм. 15×15 мм; $d_э = 0{,}01$ м); 3 – стальная насадка «Инжехим-2000» (разм. 16 мм; $d_э = 0{,}0142$ м).

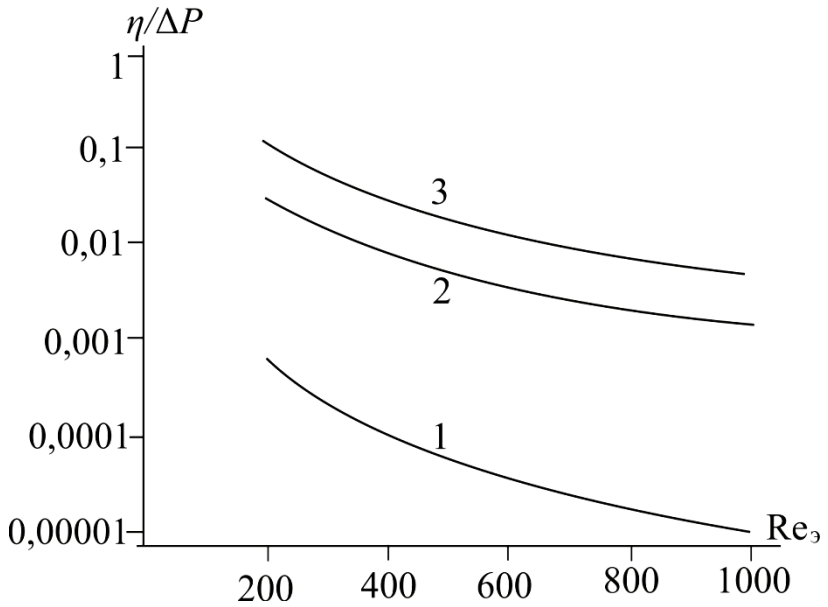


Рис. 4.11. Зависимость $\eta/\Delta P$ от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_э$ (H = 0,25 м.): 1 – стальные шары (разм. 14 мм; $d_э = 0{,}006$ м); 2 – стальные кольца Палля (разм. 15×15 мм; $d_э = 0{,}01$ м); 3 – стальная насадка «Инжехим-2000» (разм. 16 мм; $d_э = 0{,}0142$ м). Расчет по выражению (4.39).

Из рисунка следует, что наибольшие значения энергетического коэффициента наблюдаются при использовании в качестве насадок – стальные насадки «Инжехим – 2000».

Выбор наиболее рационального режима процесса смешения определяется не только стремлением обеспечить наибольшее значение энергоэффективности смешения, но и другими экономическими и техническими показателями.

4.7 Влияние теплофизических свойств на эффективность процесса смешения сред

Важным направлением совершенствования процессов тепло – и массообмена является применение интенсивного перемешивания сред, обеспечивающего существенное увеличение поверхности раздела смешиваемых компонентов, возможность перемешивания сред различной вязкости, проведения процесса как в ламинарном, так и в турбулентном режимах, а также без заметного увеличения энергетических затрат.

При оценке качества проводимого процесса смешения необходимо учитывать особенности теплофизических свойств перемешиваемых

материалов, условия проведения смешения, время смешения и размеры аппарата. Выбор размеров смесителя ограничивается величиной задаваемой объемной производительности и связанными с ней потерями давления на трение. Вычисление потерь давления на трение требует знания вязкостных и других теплофизических свойств смешиваемых компонентов и их влияния на процесс смешения, геометрии каналов, по которым течет смесь, их длины. Условия проведения процесса смешения взаимнонерастворимых жидкостей, обладающих во многих случаях высокой вязкостью, также зависят от теплофизических свойств этих сред и вводимых ингредиентов, их объемных долей в смешиваемом объеме.

Далее рассмотрено влияние теплофизических свойств жидких сред на эффективность процесса смешения в канале с хаотичной насадкой.

Для обеспечения необходимой скорости перемешивания сред основным препятствием является вязкость, которая характеризует степень текучести жидкости или подвижности её частиц. Снижение вязкости смешиваемой среды приводит к уменьшению гидравлического сопротивления, что уменьшает энергетические затраты на мощность, расходуемую на смешение сред. Изменение плотности смешиваемых компонентов также влияет на интенсивность процесса смешения и величину потребляемой энергии. Однако перемешивание сред с разностью плотностей $\Delta\rho < 100$ кг/м^3 практически можно считать смешением веществ с одинаковыми плотностями (в жидкости).

Рассмотрим влияние вязкости смешиваемых жидких сред на эффективность процесса смешения в канале со стационарной хаотичной насадкой.

В качестве примера рассмотрим:

- система – жидкость при $t = 40^\circ$ С и дисперсная фаза;
- в качестве смешиваемых сред: 1 – авиационное масло МС – 20; 2 – турбинное масло $Т_{22}$; 3 – трансформаторное масло ТКп;
- насадочный слой условно состоит из керамических колец Палля разм. 25 мм; длина насадочного слоя принимается $H = 0{,}4$ м;
- характеристики дисперсной фазы: диаметр частиц $d_ч = 100$ мкм; плотность частиц $\rho_ч = 1200$ кг/м^3;

- скорость среды в насадке $u_{ср} = 1 - 5$ м/с;
- эффективность процесса смешения η приближенно определяется, используя модель идеального вытеснения (выражение (4.35)), а энергетический коэффициент $\eta / \Delta P$ по выражению (4.39).

На рисунке 4.12 представлена зависимость энергетического коэффициента $\eta / \Delta P$ от скорости движения среды $u_{ср}$ в канале с хаотичной насадкой с различными теплофизическими свойствами.

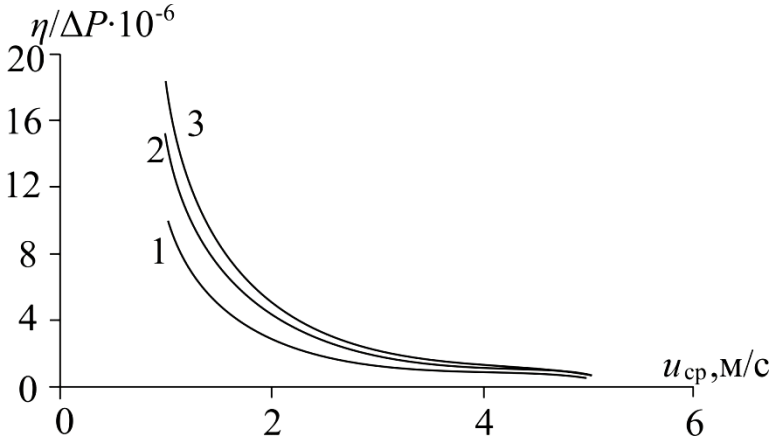


Рис. 4.12. Зависимость энергетического коэффициента $\eta / \Delta P$ от скорости движения среды $u_{ср}$ в канале с хаотичной насадкой с различными теплофизическими свойствами ($d_э = 0{,}013$ м; t = 40° С; H = 0,4 м): 1 – авиационное масло МС – 20 ($\nu = 2{,}76 \cdot 10^{-4}$ м²/с; $\rho = 881$ кг/м³); 2 – турбинное масло $Т_{22}$ ($\nu = 0{,}331 \cdot 10^{-4}$ м²/с; $\rho = 877{,}6$ кг/м³); 3 – трансформаторное масло ТКп ($\nu = 0{,}11 \cdot 10^{-4}$ м²/с; $\rho = 889{,}6$ кг/м³). Расчет по выражению (4.39).

Для рассматриваемых сред с наименьшими значениями кинематической вязкости (трансформаторное масло) энергетическая эффективность смешения в каналах с насадками выше, чем для более вязких сред.

Рассмотрим зависимость энергетического коэффициента для канала с насадками от кинематической вязкости ν различных сред при постоянной скорости $u_{ср}$ = const для условий предыдущего примера, при этом в качестве смешиваемых сред рассматривались: 1 – авиационное масло МС – 20; 2 – синтетическое масло специального назначения М – 9С; 3 – масло цилиндровое 11; температура среды варьировалась t = 40 – 120° С; кинематическая вязкость и плотность изменялись в соответствии с температурой среды.

На рисунке 4.13 представлена зависимость энергетического коэффициента $\eta / \Delta P$ для канала с насадками от кинематической вязкости ν различных сред при постоянной скорости $u_{\text{ср}} = \text{const}$.

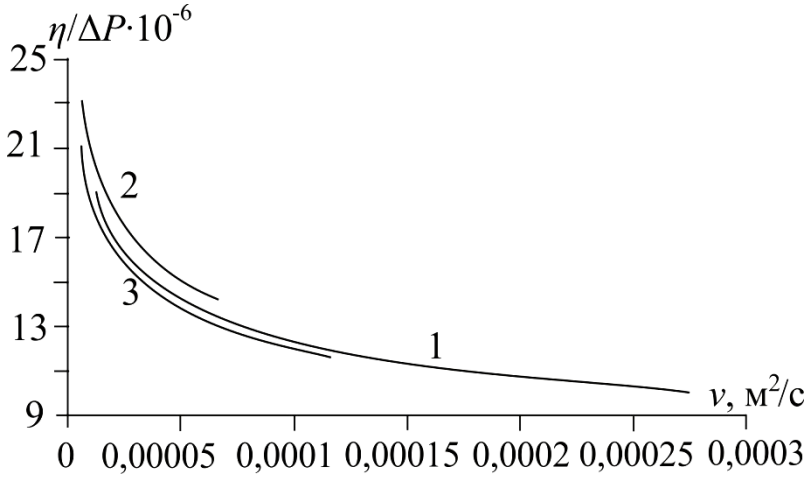


Рис. 4.13. Зависимость энергетического коэффициента $\eta / \Delta P$ для канала с насадками от кинематической вязкости ν различных сред при постоянной скорости среды ($u_{\text{ср}} = 1$ м/с; $d_{\text{э}} = 0{,}013$ м; H = 0,4 м): 1 – масло МС – 20; 2 – синтетическое масло специального назначения М – 9С; 3 – масло цилиндровое 11. Расчет по выражению (4.39).

Как следует из графика, при высоких значениях вязкости, энергоэффективность проводимого процесса смешения в каналах с насадками невысокая для всех рассматриваемых сред. С увеличением температуры среды, значение кинематической вязкости уменьшается и энергоэффективность смешения увеличивается, что связано с уменьшением гидравлического сопротивления в канале.

Вязкость жидкости в сильной степени зависит от температуры. Т.к. молекулы в жидкости не могут двигаться по всем направлениям, они колеблются лишь возле своего среднего положения, то с увеличением температуры средние скорости колебательных движений молекул в жидкости увеличиваются, благодаря чему легче преодолеваются удерживающие их связи, и жидкость приобретает большую подвижность, тем самым уменьшается её вязкость. А снижение вязкости среды позволяет уменьшить гидравлическое сопротивление, что снижает энергетические затраты на перемешивание среды.

Рассмотрим влияние температуры среды на эффективность

процесса смешения и длину смешения в канале с хаотичной насадкой. В качестве примера рассмотрим:

- среда – вода и дисперсная фаза;
- температура воды t = 20 – 80˚С;
- скорость среды (воды) в насадке $u_{ср} = 0{,}2 - 0{,}6$ м/с;
- насадочный слой условно состоит из керамических колец Палля разм. 25 мм; длина насадочного слоя принимается H = 0,4 м;
- характеристики дисперсной фазы: диаметр частиц $d_ч = 100$ мкм; плотность частиц $\rho_ч = 1200$ кг/м^3;
- эффективность процесса смешения определяется по модели идеального вытеснения (выражение (4.35)); длина смешения по (4.30).

На рисунке 4.14 представлена зависимость эффективности смешения от температуры среды, а на рисунке 4.15 зависимость длины смешения от температуры среды.

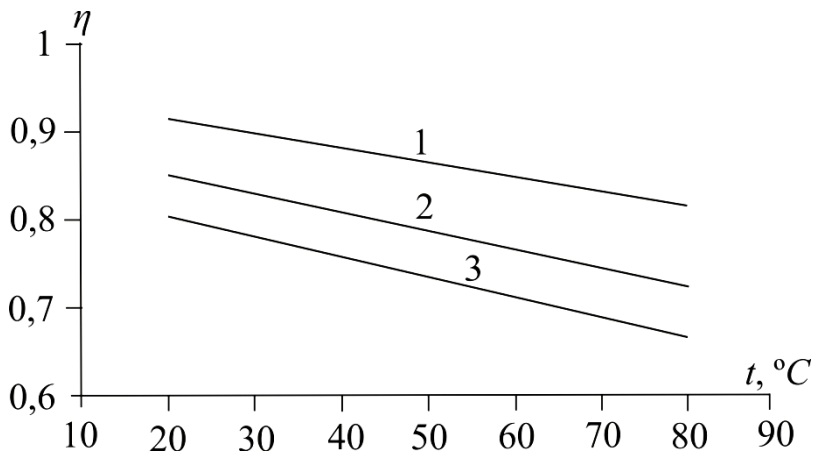


Рис. 4.14. Зависимость эффективности смешения от температуры среды: 1 – $u_{ср} = 0{,}2$ м/с; 2 – $u_{ср} = 0{,}4$ м/с; 3 – $u_{ср} = 0{,}6$ м/с. Расчет по выражению (4.35).

Чем меньше длина смешения, которая необходима для достижения полной степени перемешивания, тем эффективнее с энергетической точки зрения проходит процесс смешения.

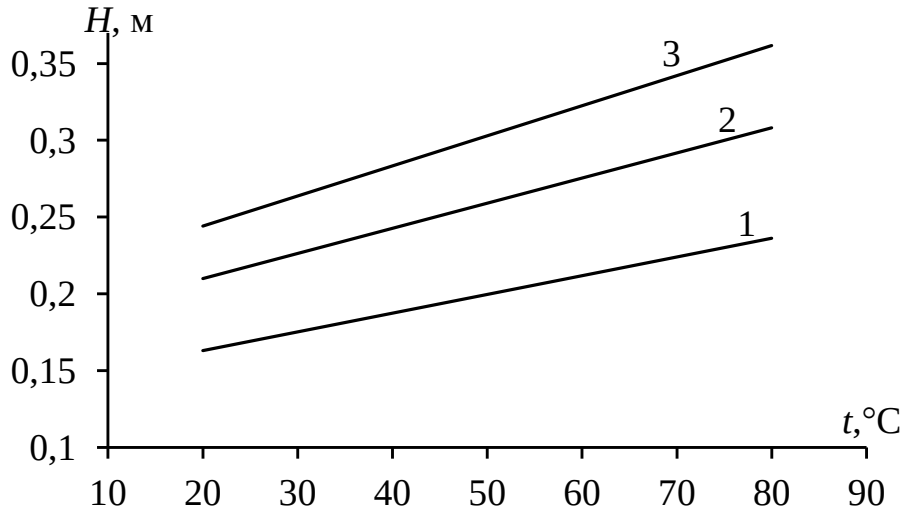


Рис. 4.15. Зависимость длины смешения в канале с хаотичной насадкой от температуры среды (вода с дисперсной фазой): 1 – $u_{ср} = 0{,}2$ м/с; 2 – $u_{ср} = 0{,}4$ м/с; 3 – $u_{ср} = 0{,}6$ м/с. Расчет по выражению (4.30).

Как показывают графики, проведение процесса смешения при малых скоростях среды требует меньших значений длины смешения *H*. Т.к. с увеличением температуры смешиваемой среды, уменьшается вязкость и коэффициент скорости переноса частиц, то эффективность процесса снижается, вследствие чего требуемая длина смешения увеличивается.

При проведении процесса смешения в каналах с насадками для высоковязких сред необходимо учитывать влияние их теплофизических свойств, которые способствуют в ряде случаев снижению эффективности процесса в целом.

В целом технические данные статических смесителей свидетельствуют об их преимуществе по сравнению с другими типами перемешивающего оборудования.

Статические смесители насадочного типа ИВЦ «Инжехим» внедрены на следующих объектах [26,61]:

- на установке отмывки пропан-пропиленовой фракции от метанола установки Б-3п на ООО «Тобольск-Нефтехим». В результате расчета были определены оптимальный диаметр канала (300 мм), длина статического смесителя (750 мм) и номинальный размер насадки 45 мм;

- на установке отмывки бутан-бутиленовой фракции от метанола установки МТБЭ завода бензинов на ОАО «ТАИФ-НК». В результате расчета были определены оптимальный диаметр канала (80 мм), длина статического смесителя (540 мм) и номинальный размер насадки 35 мм,

а также на:

- ООО «Энергооборудование» (г. Самара),
- ПАО «Нижнекамскнефтехим» (г. Нижнекамск),
- ОАО «ГМС Нефтемаш» (г. Тюмень),
- АО «Танеко» (г. Нижнекамск),
- ОАО «Димитровградхиммаш» (г. Димитровград),
- ООО «Тобольск-нефтехим» (г. Тобольск).

Работа статических смесителей удовлетворяет требованиям технического задания предприятий, что подтверждает адекватность представленной в данной монографии математической модели и технических решений.

Список литературы

1. **Barken J.J.**, Treybol R.E. Mass transfer coefficients for solids suspended in agifaber liquids // A. J. Ch. E. J. 1960. V. 6, № 1. P. 289-295.
2. **Boussinesq J.** Theorie de l'ecoulement tourbillant. Mem.press. Acad. Sci. XXIII. 46. Paris, 1877.
3. **Chennakesavan B.** A I. Ch.E Journal. 1960.V. 6. №2. P.246-250.
4. **Guimaraes M.M.L.**, Regueiras P.F.R., Crus – Pinto J.J.C. Mass transfer and dispersed phase mixing in liquid – liquid sustems // Computer. Chem. Eng. 1990. V. 14, № 2. P. 139-148.
5. **Jaques G.L.**, Vermeulen T. Univ.Calif., Rad. Lab. Rept. №UCRL – 8029.1957.
6. **Jaques G.L.**, Cotter J.E., Vermeulen T. Univ.Calif., Rad. Lab. Rept. №UCRL – 8658.1959.
7. **Hennico A.**, Jaques G.L., Vermeulen T. Univ.Calif., Rad. Lab. Rept. №UCRL – 10696.1963.
8. **Hennico A.**, Jaques G.L., Moon J.S.,Vermeulen T. Univ.Calif., Rad. Lab. Rept. №UCRL – 10696.1964.
9. **Jonson A.J.**, Chen-Jung Huang Mass transfer studies in agitated vessel // A. J. Ch. E. J. 1956. V. 2, № 3. P. 412-419.
10. **Kawase Y.**, Moo – Young M. Mathematical models for design of bioreactors: applications of Kolmogoroff's theory of isotropic turbulente // Chem.End.J. 1990. V.43, № 5. P. 319-341.
11. **Kolar V.** Jnterfacial heat and mass transfer under the turbulent mobion of fluids // Coll. Corech. Chem. 1974. V. 42, № 4. P. 1310-1324.
12. **Koch R.**, VDL Forshung-Heft 469 Dusseldorf, 1958.
13. **Kunugita E.**, Otake T. Chem.End.Japan, 1966. V 4, №2. P. 251-255.
14. **Leva M.** Industr. and Engng. Chem., 1947. 39. №7. P. 857-862.
15. **Levlev V.M.**, Dzyubenko B.V.t Dreitser G A., Vilemas J.V. In-line and cross-flow helical tube heat exchangers // Int. J. Heat Mass Transfer. 1982. V. 25, № 3. P. 317-323.
16. **Misek T.**, Haman J., Stangl B. Analysis of extractor reformance IV masstransfer // Chem. Eng. J. 1998. V.39, № 2. P. 79-86.
17. **Owen P.** Dust deposition from a turbulent airstream. In: Aerodynamic Capture of Particles / Ed. E.G. Richardson. London, New York. 1960. P.8-25. Discuss. P. 50-53.
18. **Pavlenko A.N.**, Zhukov V.E., Pecherkin N.I., Chekhovich V.Yu., Volodin O.A., Shilkin A., Grossmann C. Investigation of Flow Parameters and Efficiency of Mixture Separation on a Structured Packing // AIChE J., 2014. vol. 60. Is. 2–PP. 690–705.
19. **Rosetti S.J.**, Pfeffer R. Drag reduction in dilute flowing gas-solid suspensions // A.I.Ch.E. J. 1972. 18. 31. P. 31-39.
20. **Skelland A.H.P.**, Moeti L.T. Mechanism of continuons – phase mass transfer in agitadet liquid – liquid sustems // Ind. And. Eng. Chem. Res. 1990. V. 29, № 11. P. 2258-2267.
21. **Squire H.B.** Reconsideration of theory of free turbulence // Phy. Mad. 1948. №39. P.1-14.

22. **Thakur R.K.**, Vial CH., Dgelven G., Nigam K.D.P., Nauman E.B. Static mixers in the process industries – a review // Chemical engineering research and design. 2003. Т.81, №7. С.787-826.

23. **Townsend A.A.** The structure of turbulent shear flow. Cambridge Univ. Press, 1976. P.425.

24. **Александров И.А.** Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных смесей. Л.: Химия, 1975. 320 с.

25. **Александров И.А.** Ректификационные и абсорбционные аппараты. М.: Химия, 1978. 280 с.

26. **Алексеев К.А.** Гидродинамика потока в статических смесителях насадочного типа: дис…. канд. техн. наук. Казань: КНИТУ, 2016. 170 с.

27. **Альтшуль А.Д.**, Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 323с.

28. **Антуфьев В.М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.: Энергия, 1966. 184 с.

29. **Аэров М.Э.**, Тодес О.М., Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем: Гидравлические и тепловые основы расчета. Л.: Химия, 1979. 176 с.

30. **Барабаш В.М.** Процессы переноса в турбулентных потоках с интенсивным внешним источником турбулизации // Теоретические основы химической технологии. 1994. Т.28, №2. С.110-117.

31. **Барабаш В.М.**, Бегичев В.И., Белевицкая М.А., Смирнов Н.Н. Проблемы и тенденции развития теории и практики перемешивания жидких сред // Теоретические основы химической технологии. 2007. Т.41, № 2. С.140-147.

32. **Барановский Н.В.**, Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 288 с.

33. **Башаров М.М.**, Лаптев А.Г. Комплексная оценка тепломассообменных и энергетических характеристик контактных устройств // Надежность и безопасность энергетики. 2014. №4. С.50-54.

34. **Белоглазов И.Н.**, Голубев В.О. Основы расчета фильтрационных процессов. М.: Издательский дом «Руда и Металлы», 2002. 210 с.

35. **Белов С.В.** Пористые материалы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1981. 248 с.

36. **Бенедек П.**, Ласло А. Научные основы химической технологии. Под. ред. П.Г. Романкова, М.И.Курочкиной. Л.: Химия, 1970. 376 с.

37. **Берестовой А.М.** Жидкостная экстракция в химической промышленности. Л.:Химия, 1977. 620 с.

38. **Блиничев В.Н.**, Комлев В.Г., Захаров В.М. Исследование коэффициентов сопротивления и теплоотдачи слоя насадки // Изв. вузов. Химия и химическая технология. 1987. Т.30, №2. С.124-126.

39. **Богданов В.В.**, Христофоров Е.И., Клоцунг Б.А. Эффективные малообъемные смесители. Л: Химия, 1989. 224 с

40. **Брагинский Л.Н.**, Бегачев В.И., Барабаш В.М. Перемешивание в жидких средах: физические основы и инженерные методы расчета. Л.: Химия, 1984. 336с.

41. **Броунштейн Б.И.**, Железняк А.С. Физико-химические основы жидкостной экстракции. М.: Химия, 1966. 320 с.

42. **Броунштейн Б.И.**, Щеголев В.В. Массо - и теплообмен в колонных аппаратах. М.: Химия, 1988. 336 с.

43. **Вилемас Ю.В.**, Воронин Г.И. и др. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи 2. Вильнюс: Мокслас, 1988. 188 с.

44. **Витков Г.А.**, Холпанов Л.П., Шерстнев С.И. Гидравлическое сопротивление и тепломассообмен. М.: Наука, 1994. 280 с.

45. **Воронин Г.И.**, Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 240 с.

46. **Галимзянов Ф.Г.**, Галимзянов Р.Ф. Теория внутреннего турбулентного движения. Уфа: Эксперт, 1999. 352с.

47. **Галицейский Б.М.**, Рыжов Ю. А., Якуш Е. В. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. М.: Машиностроение, 1977. 256 с.

48. **Гельперин Н.И.** Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1981. 384 с.

49. **Гельперин Н.И.**, Пебалк В.Л., Кастанян А.Е. Структура потоков и эффективность колонных аппаратов химической промышленности. М.: Химия, 1977. 264 с.

50. **Гольдштик М.А.** Процессы переноса в зернистом слое. Новосибирск: Институт теплофизики СО АН СССР, 1984. 358 с.

51. **Городецкий И.Я.**, Васин А.А., Олевский В.М., Лупанов П.А. Вибрационные массообменные аппараты. М.: Химия, 1980. 190 с.

52. **Гортышов Ю.Ф.**, Олимпиев В.В., Байгалиев Б.Е.. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. Казань: Изд-во Казан. гос.техн.ун-та, 2004. 432 с.

53. **Григорьев В.А.**, Колач Т.А., Соколовский В.С. и др. Краткий справочник по теплообменным аппаратам. М.: Госэнергоиздат, 1962. 255 с.

54. **Данилов Ю.М.**, Дзюбенко Б.В., Дрейцер Г.А., Ашмантас В.А. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы. М.: Машиностроение, 1986. 200 с.

55. **Данилов Ю.М.**, Мухаметзянова А.Г., Дебердеев Р.Я., Берлин А.А. Оценка эффективности перемешивания жидких компонентов в малогабаритных трубчатых турбулентных аппаратах // Теоретические основы химической технологии. 2011. Т.45, № 1. С.81-84.

56. **Дейч М.Е.**, Филлипов Г.А. Гидродинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981. 472 с.

57. **Деменок С.Л.**, Сивуха С.М., Медведев В.В. Гидродинамика и теплообмен в шаровых укладках / С.Л. Деменок, С.М. Сивуха, В.В. Медведев. Страта, 2015. 192 с.

58. **Дзюбенко Б.В.** Гидравлическое сопротивление в теплообменнике с закруткой потока // Инженерно-физический журнал. 1983. Т. 44, № 3. С. 357- 362.

59. **Дильман В.В.**, Полянин А.Д. Методы модельных уравнений и аналогий в химической технологии. М.: Химия, 1988. 304 с.

60. **Дрейцер Г.А.**, Лобанов И.Е. Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет исскуственной турбулизации потока // Инженерно-физический журнал. 2013. Т.76, №1. С.46-51.

61. **Дударовская О.Г.** Модели интенсифицированного тепломассообмена и смешения сред в каналах с хаотичными насадочными слоями: дис.….канд. техн. наук. Казань, 2016. 202 с.

62. **Дульнев Г.Н.**, Новиков В.В. Процессы переноса в неоднородных средах. Л.: Энергоатомиздат, 1991. 248 с.

63. **Дьяконов С.Г.** Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ / Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Казань: Изд-во Казанского университета, 1993. 483 с.

64. **Дьяконов С.Г.**, Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Моделирование массотеплопереноса в промышленных аппаратах на основе исследования лабораторного макета // Теоретические основы химической технологии. 1993. Т.27, №1. С.4-18.

65. **Дьяконов С.Г.**, Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Модель массоотдачи в барботажном слое на основе концепции активного (входного) участка // Теоретические основы химической технологии. 1991. Т.25, №6. С.783-795.

66. **Дьяконов С.Г.**, Лаптев А.Г. Обобщение гидродинамической аналогии на градиентные потоки // Теоретические основы химической технологии. 1998. Т.32, №3. С.229-236.

67. **Дьяконов С.Г.**, Сосновская Н.Б., Клинова Л.П. Исследование диффузионных пограничных слоев методом голографической интенферометрии // Докл. АН СССР. 1982. Т.264, № 4. С.905-908.

68. **Железняк А.С.**, Броунштейн Б.И. Массопередача при экстракции единичными каплями // Журнал прикладной химии. 1963. Т.36, №11. С. 2437-2445.

69. Жидкостный экстрактор / **А.Г. Лаптев**, О.Г. Дударовская, Т.М. Фарахов: патент 159318 Российская Федерация. № 2015129216; заявл. 16.07.15; опубл. 10.02.16, Бюл. №4. 2 с.

70. **Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

71. **Зверева Э.Р.**, Лаптев А.Г., Ганина Л.В. Исследование влияния многофункциональной присадки на эксплуатационные свойства мазутов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2009. №11. С.16-21

72. **Зверева Э.Р.**, Фарахов Т.М. Энергоресурсосберегающие технологии и аппараты ТЭС при работе на мазутах. Под ред. А.Г.Лаптева. М.:Теплотехник, 2012. 300 с.

73. **Зиятдинов Р.Х.**, Галеев Ф.А., Коротков Ю.Ф., Азизов Б.С.. Интенсификация теплообмена с винтовыми турбулизаторами потока // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т.17, №22. С. 134-135.

74. **Исаев С.И.**, Кожинов И.А., Кофанов В.И. и др. Теория тепломассообмена; под ред. А.И. Леонтьева. М.: Высшая школа, 1979. 495 с.

75. **Йоффе И.И.**, Письмен Л.М. Инженерная химия гетерогенного катализа. Л.: Химия, 1972. 464 с.

76. **Каган А.М.**, Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки

промышленных тепломассообменных аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 454 с.

77. **Каган С.З.**, Ковалев Ю.Н., Ильин В.И. Определение коэффициентов массоотдачи в сплошной фазе для систем жидкость-жидкость в проточном смесителе // Журнал прикладной химии. 1967. Т.40, №11. С.2478-2481.

78. **Каденская Н.И.**, Железняк А.С., Броунштейн Б.И. Исследование массопереноса в экстракционной распылительной колонне // Процессы химической технологии. М.: Наука, 1965. С.215-218.

79. **Калинин Э.К.**, Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.

80. **Калинин Э.К.**, Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 220 с.

81. **Карпачева С.М.**, Рябчиков Б.Е. Пульсационная аппаратура в химической технологии. М.: Химия, 1983. 223 с.

82. **Кафаров В.В.** Основы массопередачи. М.: Высшая школа, 1979. 439 с.

83. **Керн Д.**, Краус А. Развитые поверхности теплообмена. Перевод с англ. М.: Энергия, 1977. 464 с.

84. **Кирсанов Ю.А.**, Марфин Е.А., Данилов В.А., Башкирцев Г.В. Моделирование геометрических и теплофизических свойств низкопористой структуры // Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2011. №3. С.51-58.

85. **Кишиневский М.Х.**, Корниенко Т.С., Парменов В.А. Экспериментальное исследование законов затухания турбулентных пульсаций у твердой стенки // Теоретические основы химической технологии. 1970. Т.4, № 4. С.489-495.

86. **Клачак А.** Теплопередача в трубах с проволочными и ленточными турбулизаторами // Теплопередача. 1973. сер.С. №4. С.134-136.

87. **Клинова Л.П.**, Сосновская Н.Б., Дьяконов С.Г. Математическое моделирование процесса растворения твердых частиц в аппаратах с перемещивающими устройствами // Массообменные процессы и аппараты химической технологии: Межвуз. тематич. Сб. науч. Тр. Казань: КХТИ. 1987. С. 114-125.

88. **Коваленко Л.М.**, Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.

89. **Коган В.Б.** Теоретические основы типовых процессов химической технологии. Л.: Химия, 1977. 592 с.

90. **Комиссаров Ю.А.**, Гордеев Л.С., Вент Д.П. Процессы и аппараты химической технологии. Москва: Химия, 2011. 1230 с.

91. **Кошкин В.И.**, Калинин Э.К. Теплообменные аппараты и теплоносители. М.: Машиностроение, 1971. 200 с.

92. **Кузнецов А.А.**, Кагерман С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Л.: Химия, 1974. 344 с.

93. **Кулов Н.Н.**, Гордеев Л.С. Математическое моделирование в химической технологии и биотехнологии // Теоретические основы химической технологии. 2014. Т.48, № 3. С.243-249.

94. **Кутателадзе С.С.** Избранные труды. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-е, 1989. 428 с.

95. **Кутателадзе С.С.** Консервативные свойства пристенной турбулентности // Теоретические основы химической технологии. 1971. Т. 5, №1. С.3-12.

96. **Кутателадзе С.С.** Основы теории теплообмена. Москва: Атомиздат, 1979. 416 с.

97. **Кутателадзе С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Москва: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

98. **Кутателадзе С.С.**, Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в пограничном слое. Москва: Энергия, 1985. 319 с.

99. **Кэйс В.М.**, Лондон А. Л. Компактные теплообменники. Перевод с англ. М.: Энергия, 1967. 224 с.

100. **Лабунцов Д.А.**, Ягов В.В. Механика двухфазных систем: учеб. пособ. для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 374 с.

101. **Ландау Л.Д.** Механика сплошных сред. М.: Гостехтеориздат, 1954. 795 с.

102. **Лаптев А.Г.** Модели переноса и эффективность жидкостной экстракции. Казань: Казан. гос. энерг.ун-т, 2005. 229 с.

103. **Лаптев А.Г.** Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2007. 500 с.

104. **Лаптев А.Г.** Явление турбулентного переноса тонкодисперсных частиц в жидкой фазе динамических сепараторов / Лаптев А.Г., Башаров М.М., Фарахова А.И. // Научный журнал КубГАУ [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2011. №68 (04). С.1-31. http: www.ej.kubagro.ru/2011/04/pdf/43.pdf.

105. **Лаптев А.Г.**, Башаров М.М. Математическая модель и расчет коэффициентов теплоотдачи в шероховатых каналах при турбулентном режиме // Инженерно-физический журнал. 2015. Т.88, № 3. С. 656-662.

106. **Лаптев А.Г.**, Башаров М.М. Определение эффективности тонкослойных отстойников при турбулентном режиме // Вода: химия и экология. 2011. № 5. С. 33-39.

107. **Лаптев А.Г.**, Башаров М.М. Эффективность тепломассообмена и разделения гетерогенных сред в аппаратах нефтегазохимического комплекса. Казань: Центр инновационных технологий, 2016. 344 с.

108. **Лаптев А.Г.**, Башаров М.М., Лаптева Е.А. Эффективность тепло- и массоотдачи в насадочных слоях // Фундаментальные исследования. 2015. №11. С.278-282.

109. **Лаптев А.Г.**, Башаров М.М., Фарахова А.И. Эффективность турбулентной сепарации мелкодисперсной фазы в тонкослойных отстойниках // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. №5. С.43-47.

110. **Лаптев А.Г.**, Дударовская О.Г., Фарахов Т.М. Интенсификация теплоотдачи в каналах при ламинарном режиме // Энергетика Татарстана. 2016. №1. С. 33-35.

111. **Лаптев А.Г.**, Дударовская О.Г., Фарахов Т.М. Оценка энергоэффективности методов интенсификации теплообмена в вязких средах // Вестник Казанского технологического университета. 2016. №6, Т.19. С.59-63.

112. **Лаптев А.Г.**, Елизаров В.И., Дьяконов С.Г. Математическое моделирование массоотдачи при перемешивании двухфазных сред // Журнал прикладной химии. 1993. Т.6, №3. С.531-536.

113. **Лаптева Е.А.**, Лаптев А.Г. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии и теплоэнергетики. Казань: Печать-Сервис XXI век, 2015. 236 с.

114. **Лаптев А.Г.**, Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Москва: Теплотехник, 2011. 288 с.

115. **Лаптев А.Г.**, Минигулов Р.М., Тараскин М.М. Сепарационная и энергетическая эффективность аппаратов газоочистки // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2011. №1. С.20-22.

116. **Лаптев А.Г.**, Фарахов М.И. Разделение гетерогенных систем в насадочных аппаратах. Казань: Казанск. гос. энерг. ун-т, 2006. 342 с.

117. **Лаптев А.Г.**, Фарахов М.И., Минеев Н.Г. Основы расчета и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии. Санкт-Петербург: СТРАТА, 2015. 576 с.

118. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М. Математические модели и расчет гидродинамических характеристик пограничного слоя // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2012. №8(82). С.710.

119. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М. Математическая модель теплоотдачи в каналах с насадочными и зернистыми слоями //Теплоэнергетика. 2015. № 1. С.77-80.

120. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М. Математические модели переноса импульса в пограничном слое // Инженерно-физический журнал. 2013. №3. С.567-575.

121. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М. Модель массоотдачи в зернистых и насадочных слоях // Известия высших учебных заведений. Серия: химия и химическая технология. 2013. Т.56, №6. С. 92-96.

122. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М. Оценка эффективности статических смесителей насадочного типа // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2010. №4. С.20-24.

123. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Математическая модель перемешивания жидкостей с дисперсной фазой при ламинарном и турбулентном режимах в насадочных смесителях // Теоретические основы химической технологии. 2015. Т.49, №1. С.23-32.

124. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Модели турбулентной вязкости и перемешивания в каналах и насадочных проточных смесителях // Журнал прикладной химии. 2013. Т.86, №7. С.1112-1131.

125. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Модель массоотдачи при жидкостной экстракции в турбулентном прямотоке // Инженерно-физический журнал. 2015. Т.88, №1. С. 203-210.

126. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность турбулентного смешения сред в насадочных проточных смесителях // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2012. №4. С.387-408.

127. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Сравнительная оценка энергоэффективности статических насадочных проточных смесителей // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2016. №1. С.3-9

128. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Определение длины насадочной части статического проточного смесителя // Вода: химия и экология. 2014. №5. С.94-97.

129. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность теплообмена в каналах с хаотичными насадочными и зернистыми слоями // Вестник Казанского государственного энергетического университета». 2015. №.1. С.79-92

130. **Лаптев А.Г.**, Фарахов Т.М., Лаптева Е.А. Модели явлений переноса в неупорядоченных насадочных и зернистых слоях // Теоретические основы химической технологии. 2015. Т.49, №4. С.407-414.

131. **Лаптева Е.А.**, Фарахов Т.М. Математические модели и расчет тепломассообменных характеристик аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 183 с.

132. **Левич В.Г.** Физико-химическая гидродинамика. М.:Физматгиз, 1959. 700 с.

133. **Леонтьев А.И.**, Олимпиев В.В. Влияние интенсификаторов теплообмена на гидравлическое сопротивление каналов // Теплофизика высоких температур, 2007. Т.45, №6. С.925-953.

134. **Лобанов И.Е.** Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах: дис…. д-ра. техн. наук. Москва: МАИ, 2005. 632 с.

135. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа. Учеб. для вузов. М.: Дрофа, 2003. 840 с.

136. **Маслов А.М.** Аппараты для термообработки высоковязких жидкостей. Л.: Машиностроение, 1980. 208 с.

137. **Медников Е.П.** Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.:Наука, 1980. 176 с.

138. **Мигай В.К.** Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Ленинград: Энергоатомиздат, 1987. 264 с.

139. **Мигай В.К.** Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.

140. **Миллионщиков М.Д.** Турбулентные течения в пристеночном слое и в трубах // Атомная энергия. 1970. Т. 28, №3. С. 207-220.

141. **Михайлов А.И.**, Борисов В.В., Калинин Э.К. Газотурбинные установки замкнутого цикла. М.: Изд-во АН СССР, 1962. 147 с.

142. **Михеев М.А.** Основы теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1961. 237 с.

143. **Михеев М.А.**, Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

144. **Назмеев Ю.Г.** Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.

145. **Накоряков В.Е.**, Бурдуков А.П., Болдарев А.М., Тарлеев П.Н. Тепло - и массообмен в звуковом поле. Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1970. 253 с.

146. **Нигматуллин Р.И.** Динамика многофазных сред. М.: Наука, 1987. 532 с.

147. **Орел С.М.** К вопросу о растворении твердых частиц в аппаратах с мешалками // Журнал прикладной химии. 1986. Т.59, №1. С.103-107.

148. **Орел С.М.** Растворение твердой частицы в перемешиваемой жидкости // Журнал прикладной химии. 1988. Т.61, №7. С.1530-1536.

149. **Патанкар С.В.**, Сполдинг Д. Тепло и массообмен в пограничных слоях. М.: Энергия, 1971. 128 с.

150. **Павленко А.Н.**, Печеркин Н.И., Чехович В.Ю., Жуков В.Е., Сандер С., Хоуптон П. Экспериментальное исследование влияния неравномерности орошения на входе структурированной насадки на эффективность разделения смеси фреонов // Теоретические основы химической технологии, 2009. Т. 43. №1. С.3-13.

151. **Попов И.А.**, Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние проблемы (обзор) // Теплоэнергетика. 2012. №1. С.3-12.

152. **Попов И.А.** Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Казань: Центр инновационных технологий, 2007. 240 с.

153. **Прандтль Л.** Гидроаэромеханика. Ижевск: НИЦ: Регулярная и хаотическая динамика, 2002. 576 с.

154. **Рамм В.М.** Абсорбция газов / В.М. Рамм. М.: Химия, 1976. 656 с.

155. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: справочник / **Рабинович Г.Г.**, Рябых П.М., Хохряков П.А. и др. М: Химия, 1979. 568 с.

156. **Розен А.М.** Массопередача при экстракции и моделирование экстракционных аппаратов // Процессы жидкостной экстракции и хемосорбции. М.: Химия, 1966. С.99-112.

157. **Розен А.М.**, Беззубова А.И. Массоотдача в одиночных каплях // Теоретические основы химической технологии. 1968. Т.2, №6. С.850-862.

158. **Розен А.М.**, Мартюшин Е.И., Олевский В.М. Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования. М.: Химия, 1980. 320 с.

159. **Романков П.Г.**, Фролов В.Ф. Массообменные процессы химической технологии (системы с твердой фазой). Л.: Химия, 1990. 383 с.

160. **Рудин М.Г.**, Драбкин А.Е. Краткий справочник нефтепереработчика. Л.: Химия, 1980. 328 с.

161. **Себиси Т.**, Брэдшоу П. Конвективный теплообмен: Пер. с анг. М.: Мир, 1987. 592 с.

162. **Скобло А.И.**, Молоканов Ю.К., Владимиров А.И., Щелкунов В.А. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. 725 с.

163. **Скобло А.И.**, Трегубова И.А., Егоров Н.Н. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: Гостоптехиздат, 1962. 652 с.

164. **Сокол Б.А.**, Чернышев А.К., Баранов Д.А. Насадки массообменных колонн. М.: Галилея-принт, 2009. 358 с.

165. **Соколов В.Н.**, Доманский И.В. Газожидкостные реакторы. Л.: Машиностроение, 1976. 216 с.

166. Статические насадочные проточные смесители / **Т.М. Фарахов**, О.Г. Дударовская // Международная научно-практическая конференция «Повышение эффективности энергетического оборудования»: сб. тез. докл. Санкт-Петербург, 2012. С.108-117.

167. **Темкин М.И.** Перенос растворенного вещества между турбулентно движущейся жидкостью и взвешенными в ней частицами // Кинетика и катализ. 1977. Т. 18, № 2. С. 493-496.

168. Теплообменник / **А.Г. Лаптев**, О.Г. Дударовская, Т.М. Фарахов: пат. 159510 Российская Федерация. № 2015129176; заявл. 16.07.15; опубл. 10.02.16, Бюл. №4. 1 с.

169. Теплообменник / **А.Г. Лаптев**, О.Г. Дударовская, Т.М. Фарахов: пат. 159512 Российская Федерация. № 2015119478; заявл. 22.05.2015; опубл. 10.02.16, Бюл. №4. 1 с.

170. **Товажнянский Л.Л.**, Готлинская А.П., Лещенко В.А., Нечипоренко И.А., Чернышов И.С. Процессы и аппараты химической технологии. Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. 632 с.

171. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение. Справочное издание /**К.М. Бадыштова** и др. Под ред. В. М. Школьникова. М.: Химия, 1989. 432 с.

172. **Трейбал Р.** Жидкостная экстракция. М.: Химия, 1966. 724 с.

173. **Уоллис Г.** Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972. 440 с.

174. **Фарахов М.М.**, Лаптев А.Г., Фарахов Т.М. Метод эквивалентного канала в моделировании массопереноса в хаотичных насадочных слоях // Фундаментальные исследования. 2014. № 9-10. С. 2148-2152.

175. **Фарахов Т.М.** Многофункциональные контактные устройства смешения котельного топлива с присадками и очистка газовых выбросов: дис…. канд. техн. наук. Казань: КГЭУ, 2011. 166 с.

176. **Фарахов Т.М.**, Башаров М.М., Шигапов И.М. Гидравлические характеристики новых высокоэффективных нерегулярных тепломассообменных насадок // Электронный научный журнал “Нефтегазовое дело”. 2011. №2. С.192-207. http: www.ogbus.ru/authors/Farakhov/ Farakhov 1.pdf.

177. **Фарахов М.И.**, Лаптев А.Г., Башаров М.М. Модернизация массообменных аппаратов новыми насадками в химической технологии // Теоретические основы химической технологии. 2015. Т.49, №3. С.247-252.

178. **Фильдышев С.А.** О распределении осредненных скоростей при равномерном турбулентном течении // Труды инс-та МИСИ.1968. №55. С. 23-31.

179. **Франк-Каменецкий Д.А.** Диффузия и теплопередача в химической кинетике. М.: Наука, 3-е изд., 1967. 502 с.

180. **Фролов К.В.** Машиностроение. Теоретическая механика. Термодинамика. Теплообмен. Т. 1-2. М.: Машиностроение, 1999. 600 с.

181. **Хансон К.** Последние достижения в области жидкостной экстракции. Под. ред. К. Хансон. М.: Химия, 1974. 448 с.

182. **Хинце И.О.** Турбулентность. Пер. с англ./Под ред. Абрамовича Г.Н. М.: Физматгиз, 1963. 680 с.

183. **Хоблер Т.** Теплопередача и теплообменники. Л.: Госхимиздат, 1961. 820 с.

184. **Чаусов Ф.Ф.** Отечественные статические смесители для непрерывного смешения жидкостей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. №3 С.11-14.

185. **Чередниченко Г.И.,** Фройштетер Г.Б., Ступак П.М. Физико-химические и теплофизические свойства смазочных материалов. Л.: Химия, 1986. 224 с.

186. **Шейдеггер А.Э.** Физика течения через пористые среды. М.: Гостехиздат, 1960. 348 с.

187. **Шервуд Т.**, Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. М.: Химия, 1982. 696 с.

188. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.

189. **Щукин А.В.**, Козлов А.П., Агачев Р.С., Чудновский Я.П. Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. 143 с.

190. **Щукин В.К.**, Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1982. 200 с.

191. **Эмирджанов Р.Т.** Основы расчета нефтезаводских процессов и аппаратов. Баку: Азнефтеиздат, 1956. 423 с.

192. **Эмирджанов Р.Т.** Основы технологических расчетов в нефтепереработке. М. – Л.: Химия, 1965. 544 с.

193. Энергетическая стратегия России на период до 2020 года [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.minprom.gov.ru/docs/strateg/1/.

194. Энергоэффективная Россия: www.energy2020.ru/ energy_russia/about/.

195. Энергосбережение и энергоэффективность. Министерство энергетики РФ. Minenergo.gov.ru>деятельность.

196. Энергоэффективность. Министерство экономического развития РФ. www.economy.dov.ru/minec/activity/sections/efficiency/.

197. Энергоэффективность и конкурентность экономики России. http://wwf.ru.abaut/what_we_do/ drecnenergy/energoeffect/economy/.

198. Эффективность смешения мазутов с присадками в проточных смесителях / **Э.Р. Зверева,** Т.М. Фарахов, О.Г. Дударовская // Международная научно-практическая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике и промышленности»: сб. тез. докл. Ульяновск, 2013. С.256-259.

199. **Ягодин Т.А.**, Каган С.З., Тарасов В.В. Основы жидкостной экстракции. М.: Химия, 1981. 400 с.

200. **Ясавеев Х.Н.**, Лаптев А.Г., Фарахов М.И. Модернизация установок переработки углеводородных смесей. Казань: КГЭУ, 2004. 307 с.

Краткие сведения об авторах

Лаптев Анатолий Григорьевич – доктор технических наук (1995 г.), профессор (1997 г.), заведующий кафедрой КГЭУ (2001 г.), заместитель директора по науке Инженерно-внедренческого центра «Инжехим» (1994 г.). Почетный работник Высшего профессионального образования РФ (2010 г.), Почетный учёный Европы (2014 г.). Эксперт РАН (2016 г.). ТОП-100 самых цитируемых российских учёных по данным РИНЦ по энергетике (от 19.09.2016 г.).
http://kgeu.ru/; http://ingehim.ru/; e-mail: tvt_kgeu@mail.ru; info@ingehim.ru, ingehim@kstu.ru.

Фарахов Тимур Мансурович – кандидат технических наук (2011 г.), научный сотрудник КГЭУ, ведущий специалист Инженерно-внедренческого центра «Инжехим». Опубликовал более 50 научных работ.

Дударовская Ольга Геннадьевна – аспирант КГЭУ, ассистент кафедры «Технология воды и топлива» КГЭУ. Опубликовала более 30 научных работ.

Научное издание

Лаптев Анатолий Григорьевич

Фарахов Тимур Мансурович

Дударовская Ольга Геннадьевна

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЯВЛЕНИЙ ПЕРЕНОСА В КАНАЛАХ С ХАОТИЧНЫМИ НАСАДОЧНЫМИ СЛОЯМИ

Монография

Компьютерный набор и редакция авторов

Подписано в печать 31.10.2016.
Тираж 500 экз.

Отпечатано в типографии «Страта»
195112, Санкт-Петербург, Заневский пр., 65, корпус 5
Тел.: +7(812) 320-56-50, 320-69-60
www.strata.spb.ru