

ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»

На правах рукописи



КРУГЛОВ ЛЕОНИД ВАДИМОВИЧ

**ГИДРОГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛОМАССОБМЕН В
МИНИГРАДИРНЯХ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ
ВЗАИМОДЕЙСТВИЕМ ВОДЫ И ВОЗДУХА ПРИ МАЛЫХ ТОЧКАХ
ОРОШЕНИЯ**

Специальность 05.14.04–Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент Дмитриев А.В.

Казань – 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ ТЕЧЕНИЕМ	9
1.1 Масштабы использования оборотного водоснабжения	9
1.2 Обзор существующих конструкций аппаратов охлаждения оборотной воды	11
1.3 Контактные устройства со струйно-пленочным течением	20
Выводы по главе 1	27
ГЛАВА 2. ГИДРОДИНАМИКА СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫХ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ	28
2.1. Распределение жидкости, истекающей из отверстия	28
2.2. Среднерасходная скорость стекания воды в аппаратах со струйно- барботажными теплообменными контактными устройствами при малых скоростях воздуха	31
2.3. Влияние размеров лепестков на гидродинамику стекающей водяной пленки	38
2.3.1 Влияние расположения источника истекания и лепестка на гидродинамику воды	39
2.3.2 Влияние уровня воды и размера лепестков	42
Выводы по главе 2	44
ГЛАВА 3. ГАЗОДИНАМИКА СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ	45
3.1. Гидравлическое сопротивление струйно-пленочных теплообменными контактными устройствами различной конструкции	45
3.2. Влияние уровня воды на структуру потока воздуха и его гидравлическое сопротивление	47
3.3 Экспериментальное исследование эффективности охлаждения оборотной воды в струйно-пленочных теплообменными контактными устройствах	51
3.4. Определение высоты сливных стаканов	56
Выводы по главе 3	59
ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВАХ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ ТЕЧЕНИЕМ	60

4.1 Критериальные зависимости для расчета средних коэффициентов теплоотдачи капель, последовательно падающих в потоке воздуха при различных углах атаки воздушного потока.....	60
4.2 Определение коэффициента теплоотдачи от свободной поверхности струйно-пленочного элемента к потоку газа.....	63
4.3 Определение коэффициента теплоотдачи от свободной поверхности струйно-пленочного элемента к потоку газа при различном уровне жидкости.....	63
4.4 Определение коэффициента теплоотдачи от стекающей пленки к потоку газа	68
4.5 Определение коэффициента теплоотдачи от стекающей пленки к потоку газа при переменном уровне	70
4.6 Оценка влияния геометрических параметров струйно-пленочного контактного устройства на технологические параметры	76
4.7 Математическое описание процесса охлаждения воды в струйно-пленочных контактных устройствах	77
Выводы по главе 4.....	85
ГЛАВА 5. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОМАССОБМЕНА НА КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВАХ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ ТЕЧЕНИЕМ	86
5.1. Определение конструктивных параметров струйно-пленочных теплообменных контактных устройств	86
5.2 Экспериментальное исследование эффективности охлаждения оборотной воды в струйно-пленочных теплообменных контактных устройствах.....	90
5.3 Сравнительный анализ по энергетическим затратам поперечно точной градирни NC8414V-1 и противоточной градирни со струйно-пленочными теплообменными контактными устройствами.....	98
5.4 Технико-экономический анализ применения аппаратов со струйно-пленочными теплообменными контактными устройствами	105
Выводы по главе 5.....	108
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	109
Дальнейшие перспективы развития.....	110
ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	111
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	114

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. На сегодняшний день энергоэффективность и энергосбережение являются важнейшими направлениями технологического развития экономики России. Энерго- и ресурсосбережение можно рассматривать как оптимизацию энергетических ресурсов, технологических процессов, поиск новых рациональных путей использования энергии и сырья. В современных условиях, модернизация существующих теплообменных аппаратов, которая заключается в использовании современных высокоэффективных контактных устройств, взамен устаревших является одним из эффективных способов энергосбережения [1].

По данным учета использования воды в Российской Федерации около 40 км³ свежей воды расходуется промышленностью, что составляет 20% всего водозабора из источников водоснабжения, тогда как остальная часть воды (160 км³) приходится на оборотное водоснабжение[2].

Оборотное водоснабжение — наиболее прогрессивный способ обеспечения водой промышленных предприятий всех отраслей, позволяющий решить экологические и экономические задачи [3].

Большинство современных испарительных градирен обладают рядом недостатков, а именно, плохая смачиваемость насадочных элементов, неравномерность распределения воды по сечению аппаратов, большой капельный унос. В связи с этим, **актуальной** задачей является повышение тепловой эффективности работы аппаратов для охлаждения оборотной воды. Для этого требуется внедрение новых устройств, для контакта жидкости и газа, позволяющих обеспечить минимальный унос жидкости газовым потоком, минимальное гидравлическое сопротивление и большую поверхность контакта фаз.

Охлаждение оборотной воды предприятий многих отраслей промышленности весьма перспективно может быть осуществлено при использовании струйно-пленочных контактных устройств, за счет равномерного распределения жидкости по всей рабочей зоне аппарата.

Цель работы и основные задачи исследования.

Целью работы является разработка эффективных оросителей градирен на основе использования струйно-пленочных контактных устройств для

охлаждения оборотной воды промышленных предприятий, теоретическое и экспериментальные исследования и обобщения гидрогазодинамическим и тепломассообменным характеристикам.

В непосредственные задачи исследования входило:

- 1) На основе анализа недостатков существующих устройств, предназначенных для охлаждения оборотной воды промышленных предприятий атмосферным воздухом, разработать новые конструкции устройств, сочетающие в себе высокую производительность и эффективность протекания процесса;
- 2) Экспериментальные исследования растекания воды по разработанным перегородкам в струйно-пленочных контактных устройствах;
- 3) Исследование гидрогазодинамики в разработанных струйно-пленочных контактных устройствах с целью повышения эффективности и пропускной способности;
- 4) Разработка математического описания процесса охлаждения воды атмосферным воздухом в струйно-пленочных тепломассообменных контактных устройствах;
- 5) Экспериментальные исследования струйно-пленочных контактных устройств, при различных конструктивных параметрах и нагрузках по воде и воздуху для проверки адекватности математического описания;
- 6) Разработка инженерной методики расчета сконструированных струйно-пленочных контактных устройств, для охлаждения оборотной воды.

Научная новизна работы:

- 1) экспериментальным путем получены зависимости гидравлического сопротивления от скорости воздуха на входе в рабочую зону и отношения расходов воды и воздуха в разработанном струйно-пленочном тепломассообменном контактном устройстве;
- 2) получены экспериментальные зависимости эффективности тепломассообмена в предложенной конструкции от соотношения удельных расходов фаз, скорости жидкости, начальной температуры жидкости;

- 3) в результате численного эксперимента в программном пакете ANSYS Fluent получены значения уноса и предельной среднерасходной скорости газа в струйно-плёночных теплообменниках контактных устройствах при малых точках орошения.
- 4) экспериментально получено выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи при охлаждении воды в предлагаемых контактных устройствах.

Обоснованность и достоверность.

Достоверность и обоснованность подтверждается использованием фундаментальных уравнений сохранения и переноса теплоты, импульса и массы, а также хорошим согласованием расчетных и экспериментальных данных. Надежность опытных данных подтверждается их воспроизводимостью в однотипных сериях экспериментов, а также использованием для их получения современных и сертифицированных средств измерения.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- 1) представлен анализ миниградирен по эффективности охлаждения, показана экономическая выгода охлаждения оборотной воды в струйно-плёночных контактных устройствах;
- 2) разработаны конструкции контактных устройств для теплообменных процессов и аппаратов (патенты РФ № 171022, № 166480);
- 3) разработана инженерная методика расчета струйно-плёночного контактного устройства, обеспечивающая возможность определения характерных параметров аппарата при различных нагрузках по воде и воздуху, с целью оптимизации процесса охлаждения оборотной воды;
- 4) предложенная конструкция струйно-плёночного контактного устройства рекомендована к внедрению на ФКП «КЗТМ» г. Казань с целью повышения эффективности охлаждения воды на существующих производствах;
- 5) проведен сравнительный анализ по энергетическим затратам поперечноточной миниградирни и противоточной миниградирни с внедрением струйно-плёночных контактных устройств.
- 6) проведен сравнительный анализ значений объемных коэффициентов массоотдачи с различными типами оросителей, широко используемых в

промышленности и энергетике

Методологическая основа и методы исследования:

- 1) численное моделирование гидро и газодинамики аппаратов со струйно-пленочными контактными устройствами в программном комплексе ANSYS Fluent;
- 2) проведение экспериментальных исследований гидро и газодинамики, и тепло и массообмена в аппаратах со струйно-пленочными контактными устройствами;
- 3) статистическая обработка и обобщение экспериментальных данных;
- 4) математическое моделирование процесса массопередачи на контактной ступени струйно-пленочного устройства на основе законов сохранения.

На защиту выносятся:

- 1) результаты теоретического и экспериментального исследований процессов в разработанных струйно-пленочных контактных устройств в зависимости от различных их конструктивных параметров и нагрузок по воздуху и воде.
- 2) математическое описание процесса охлаждения оборотной воды в разработанных струйно-пленочных теплообменниках контактных устройствах.
- 3) результаты численных и экспериментальных исследований для получения зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от отношения массовых расходов воздушной и водяной фаз при различной скорости воздуха на входе в аппарат.
- 4) результаты экспериментального исследования растекания воды по перегородкам струйно-пленочного контактного устройства с лепестками. Выявленные рациональные размеры этих лепестков при которых пленка имеет наибольшую площадь.
- 5) На основе обработки опытных данных получено выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи при охлаждении воды в предлагаемых контактных устройствах.

Личный вклад автора.

Все результаты численных и физических экспериментов, представленные в диссертации, получены лично автором. Обсуждения

результатов исследований проводились совместно с научным руководителем д.т.н., доцентом Дмитриевым А.В.

Апробация работы.

Основные положения и отдельные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на двадцать третьей Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (Москва, 2017); Международной научно-практической конференции «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, 2017); XII Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» (Казань, 2017); V Международной молодежной научной конференции посвященной памяти Почетного профессора УрФУ В.С. Кортова «Физика. Технологии. Инновации. ФТИ-2018» (Екатеринбург, 2018); XIII Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» (Казань, 2018); XII международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы современной науки» (Томск, 2018), XIII Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия 2018» (Иваново, 2018), III(XVIII) Всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов «Молодая мысль – развитию энергетике» (Братск, 2018)

Публикации.

По материалам диссертации опубликовано 23 печатных работы, в том числе 4 статьи, опубликованных в научных изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России для соискателей ученых степеней доктора и кандидата наук, 2 патента РФ на полезные модели, 14 докладов на международных научных конференциях.

Объем и структура работы.

Диссертация состоит из введения, 5 глав, содержащих основные результаты исследования, выводов по работе и списка литературы, включающего 103 наименований. Работа изложена на 125 страницах, содержит 85 рисунков и 4 таблицы.

ГЛАВА 1. ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ ТЕЧЕНИЕМ

1.1 Масштабы использования оборотного водоснабжения

Вода является самым важным ресурсом, по объемам использования она во многом превосходит прочие добываемые ресурсы. Запасы воды на Земле колоссальны, однако с ростом мировой экономики и демографического взрыва водные объекты истощаются. По данным ООН к 2025 г. Россия вместе с Южной Америкой, Канадой и Скандинавией останутся наиболее обеспеченными пресной водой регионами – более 20 тыс. м³/год в расчете на душу населения. Если в 2000 г. дефицит пресной воды, включая промышленные и сельскохозяйственные нужды, оценивался в 230 млрд м³/год, то к 2025 г. на планете этот дефицит увеличится до 1,3-2,0 трлн м³/год. Водный дефицит, который заставит страдать больше половины населения планеты, дает задуматься о глобальном водном кризисе. Распределение воды в мире отличается значительным дисбалансом (рис. 1.1) [4, 5].

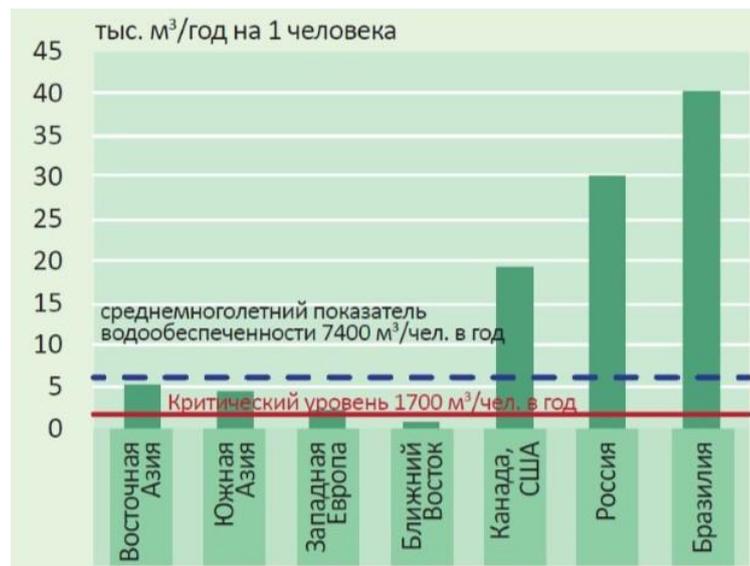


Рис. 1.1 Водообеспеченность населения разных стран, м³/чел. в год

По запасам пресной воды Россия занимает второе место (после Бразилии), обладая 20% мировых ресурсов. Водный кризис заставляет с

особым вниманием отнестись к водным запасам России. Особенно опасны загрязненные сточные воды промышленных предприятий, содержащие в себе различные ядовитые химикаты. Это приводит к загрязнению водоемов и на сегодняшний день в результате этого примерно 35% проб воды не соответствует стандартам качества [4, 6, 7].

Главной задачей на сегодняшний день является совершенствование использования водных ресурсов. В структуре мирового объема забора воды на сельское хозяйство приходится 67–70%, на промышленность – 20–23% и на хозяйственно-питьевые цели – 8–10%. В развитых странах на промышленность приходится большая часть потребления воды. Зависимость расходования воды от экономического развития страны показана в таблице 1 [8].

Таблица 1. Зависимость потребления воды от уровня дохода населения

Уровень дохода населения стран	Расход воды (м ³ /1 человек)	Расход воды по секторам (%)		
		коммунально-бытовой	промышленность	сельское хозяйство
Низкий	386	4	5	91
Средний	453	13	18	69
Высокий	1167	14	47	39

Промышленные предприятия расходуют огромные количества воды на технические нужды. При использовании образуются загрязненные сточные воды, которые порой бывают очень вредными и могут представлять серьезную угрозу окружающей среде. Существенно снизить сброс сточных вод и общее потребление воды предприятием можно используя оборотную систему водоснабжения и наиболее совершенную замкнутую систему водного хозяйства, которая практически исключает сброс сточных вод в водоемы [9].

Оборотное водоснабжение позволяет уменьшить потребление природной воды в 10–50 раз. Например, для выработки 1 т каучука в

стационарных производствах при прямоточном водоснабжении требуется 2100 м³ свежей воды, а при оборотном водоснабжении – лишь 165 м³. С каждым годом доля оборотной воды во всех отраслях промышленности непрерывно растет. Увеличение оборотного водопотребления в России за последние шестнадцать лет – то есть с 2002 г. по 2018 г. – произошло на 3,3% против одновременного снижения на 19,9% прямоточного использования воды на производственные нужды [5, 10-12].

1.2 Обзор существующих конструкций аппаратов охлаждения оборотной воды

В оборотных системах водоснабжения для достижения теплового баланса применяются охладители, в которых нагретая вода отдает тепло атмосферному воздуху. Охладитель является главным элементом оборотной системы, который обеспечивает эффективность работы системы охлаждения оборудования на производстве. Различают поверхностные (радиаторные) – передача тепла от воды к воздуху происходит через перегородку и испарительные охладители – передача тепла осуществляется при непосредственном контакте воды и воздуха. Наибольшее распространение при охлаждении получило применение контактных охладителей, использующих принцип испарительного охлаждения. При испарении 1% охлаждаемой воды ее температура понижается на 5,48°С. За счет разности парциальных давлений пара у поверхности воды и в ядре воздушного потока происходит испарение воды. При теплоотдаче соприкосновением процесс протекает при разности температур воды и воздуха [9, 13-18].

Системы оборотного водоснабжения подразделяются на открытые и закрытые. В открытых системах вода охлаждается благодаря непосредственному контакту жидкости с воздухом в градирнях, брызгальных бассейнах или прудах охладителях. В закрытых – контакт воздуха и воды отсутствует, охлаждение происходит в теплообменных аппаратах, испарителях холодильной станции или в аппаратах воздушного охлаждения. Также существуют комбинированные системы [19-21].

Наибольшее распространение получили открытые системы оборотного водоснабжения с охлаждением воды в градирне. По способу подвода охлаждающего воздуха различают открытые, башенные и вентиляторные градирни. Открытые градирни являются самыми малоэффективными, воздух в них движется под действием ветра и естественной конвекции. В башенных градирнях движение воздуха обусловлено естественной тягой. Такие башни достаточно громоздки. В вентиляторных градирнях движение воздуха происходит под действием вентилятора. Это самые эффективные устройства, обеспечивающие гидравлическую нагрузку до $12 \text{ м}^3/\text{ч}$ и тепловую нагрузку до 120 кВт/ч на 1 м^2 площади. Вентиляторные градирни дешевле и по габаритам значительно меньше башенных и открытых градирен. Однако для работы вентилятора необходимо затрачивать электроэнергию, а сами вентиляторы требуют постоянного обслуживания, что значительно увеличивает экономические затраты на эксплуатацию. Так же применяются эжекционные градирни. В них воздух поступает внутрь за счет эффекта эжекции, возникающего под действием распыленной охлаждаемой воды специальными форсунками [9].

Сравнительные технико-экономические и экологические показатели различных видов градирен приведены в таблице 2 [22].

Таблица 2. Показатели градирен при охлаждении оборотной воды с $t_2 \leq 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Показатели	Тип градирни				
	Вентиляторные	Башенные	Открытые	Эжекционные	Радиаторные
<i>Технические</i>					
1. Удельная тепловая нагрузка, кВт/м^2	93 – 175	70 – 120	35 – 60	80 – 150	0,25 – 2
2. Температурный перепад воды, $^\circ\text{C}$	3 – 20	5 – 15	5 – 10	5 – 15	5 – 10
3. Температура охлаждения воды, $^\circ\text{C}$	16 – 18	21 – 23	26 – 28	18 – 21	30 – 32

4. Глубина охлаждения t_2 – θ , °С	4 – 5	8 – 10	10 – 12	6 – 8	20–35
<i>Экономические</i> Базовые затраты в млн руб/м ² : – капитальные – эксплуатационные	0,3–0,8 0,2–0,9	0,7–1,1 0,1–0,2	0,3–0,7 0,1 – 0,2	0,7–1,1 0,1–0,3	2–3,3 0,26–1,0
<i>Экологические</i> Выбросы в окружающую среду к 1 м ³ воды: – тепла с паровым факелом, МДж/ч – воды с капельным уносом, м ³ /ч – загрязнений солями, кг/ч	12–80 0,035 0,3	20–60 0,03 0,2	20–40 0,02 0,17	60–100 0,05 0,4	20–40 – –
Потребление свежей воды к 1 м ³ охлажденной воды, м ³ /ч (не более)	0,05	0,04	0,03	0,07	0,02

Из таблицы видно, что самыми экономичными являются открытые градирни, однако теплотехническая эффективность данного типа градирен очень мала, т.к. они сильно зависят от погодных условий, наблюдается значительный унос жидкости и увлажнение прилегающих территорий, занимают большие площади [23].

Наиболее экологичными являются радиаторные градирни. В данном типе отсутствует капельный унос и в следствии закрытого контура вредные примеси не могут попасть в охлаждаемую воду. Такие градирни используются, когда нет возможности подпитывать ее извне или если температура теплоносителя или оборотной воды на грани кипения. В

противном случае их использование не будет оправданным, т.к. у радиаторных градирен низкая эффективность охлаждения, дорогая конструкция и эксплуатация [24, 25]

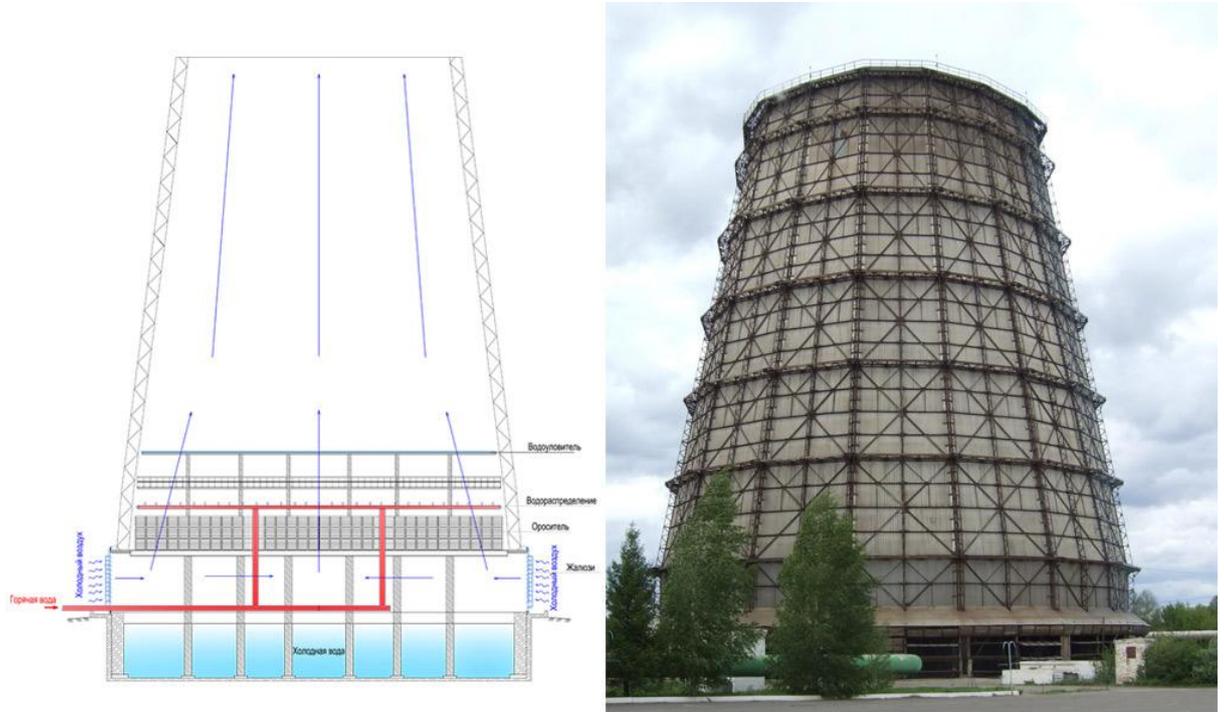


Рис. 1.2 Башенная градирня

Простейшая схема башенной градирни выглядит следующим образом: металлическая труба конической формы, внутри которой располагаются ороситель, резервуар и система подачи воды (рис. 1.2). Такие градирни предназначены для охлаждения огромного количества воды [26].

На сегодняшний день известны различные конструкций башенных градирен, представленные в работе [27]. Большинство башенных градирен работает именно по принципу работы этого устройства (рис. 1.3). Обратная вода внутри вытяжной башни разбрызгивается и падает вниз, охлаждаясь потоком воздуха, поступающего через воздух во входные окна. В воздухоходных окнах башни расположены воздухонаправляющие щиты с вертикальной и горизонтальной осью вращения, которые задают угол к радиусу основания башни и вертикальную составляющую скорости движения потока воздуха. Недостатком такой конструкции является высокое гидравлическое сопротивление, т.к. вода охлаждается не равномерно и распределение зависит от энергии потока воздуха.

В башенных градирнях, поток воздуха движется под действием электрического поля, одни из них представлены в [28-31]. Принцип действия данных градирен можно рассмотреть на примере башенной градирни патента РФ №257930.

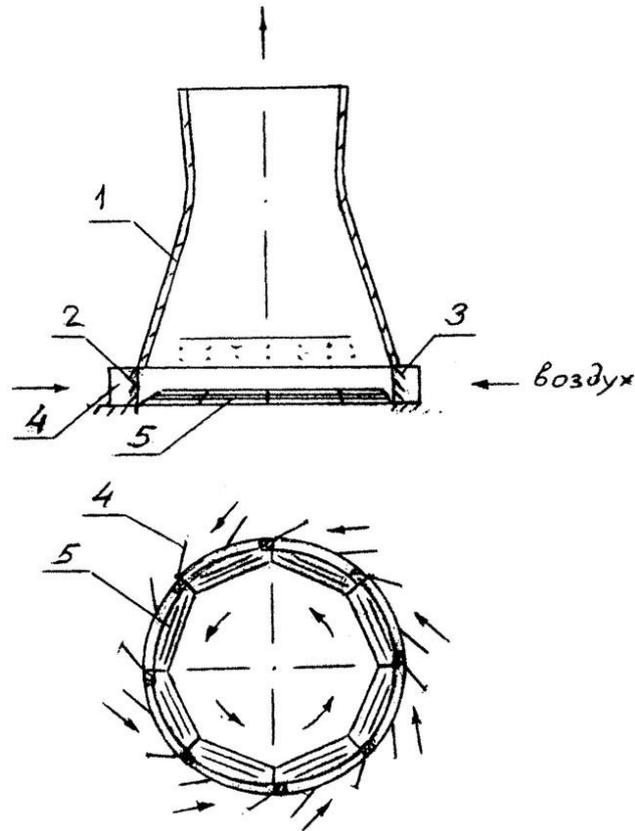


Рис. 1.3 Башенная градирня по патенту РФ № 2540127

1 – вытяжная башня, 2 – воздухоходные окна, 3 – потокорегулирующие
щиты,

4, 5 – воздухонаправляющие щиты

Аппарат, изображенный на (рис 1.4), предназначен для снижения температуры оборотной воды, отводящей тепло от теплообменных аппаратов. Устройство используется в системах промышленного оборотного водоснабжения, в энергетической, химической и других областях. Аппарат представляет собой полую вытяжную башню, с расположенным над водосборным бассейном. Вода поступает в устройство для диспергирования воды, расположенного на коллекторе и подается вниз в виде капель и струй, охлаждаясь потоком воздуха. Воздух движется под действием электрической энергии, подаваемой в коронирующие электроды.

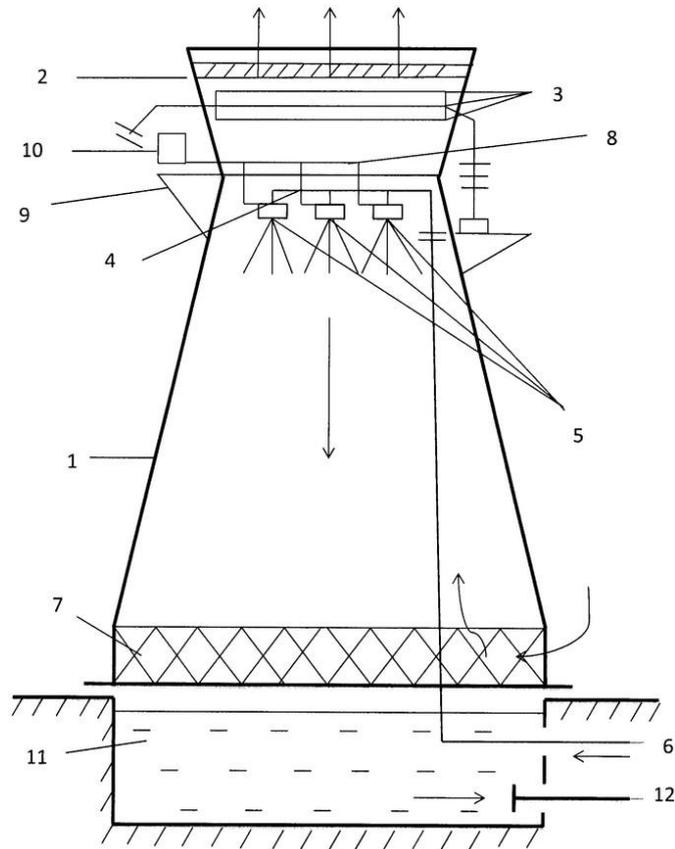


Рис. 1.4 Башенная градирня по патенту РФ № 2579303

1 – корпус, 2 – водоуловитель, 3 – заземленные ионизирующие сетки с коронирующими электродами, 4 – коллектор, 5 – устройства для диспергирования воды, 6 – напорный подающий трубопровод нагретой воды, 7 – зона регулируемого воздушного поступления, 8 – вакуумопровод, 9 – выносная площадка, 10 – вакуумным насос, 11 – водосборный бассейн, 12 – отводящий трубопровод охлажденной воды

Недостатком данной градирни являются ее большие габариты, сложность при ремонте, а именно при замене электропроводящей решетчатой конструкции, высокое гидравлическое сопротивление.

Главным достоинством башенных градирен является малые затраты электроэнергии при эксплуатации, и они предназначены для больших расходов воды. Недостатками же являются дорогое строительство, подвержены влиянию внешних аэродинамических воздействий, низкая охлаждающая способность [32].

Эжекционные градирни привлекательны дешевой и экономией электроэнергии. Но эффективность охлаждения в них ниже, чем в вентиляторных пленочных градирнях. Во-первых, не возможна циркуляция зимой из-за моментального замерзания водяной взвеси. Во-вторых, капельный унос у таких градирен почти в 2 раза выше. Применение таких градирен целесообразно при малых расходах воды [24, 33].

Наибольшее распространение в системах оборотного водоснабжения получили вентиляторные градирни из-за их компактности и высокой охлаждающей способности [34,35]. Вентиляторные градирни бывают секционными и одновентиляторными. Простейшая схема вентиляторной градирни изображена на (рис. 1.5). Обратная вода подается в систему водораспределения и через сопла разбрызгивается на ороситель. Под действием вентилятора холодный атмосферный воздух всасывается в рабочую полость, движется вверх и охлаждает стекающую воду. Для того чтобы уменьшить потери воды в верхней части устанавливается каплеуловитель [36, 37,].

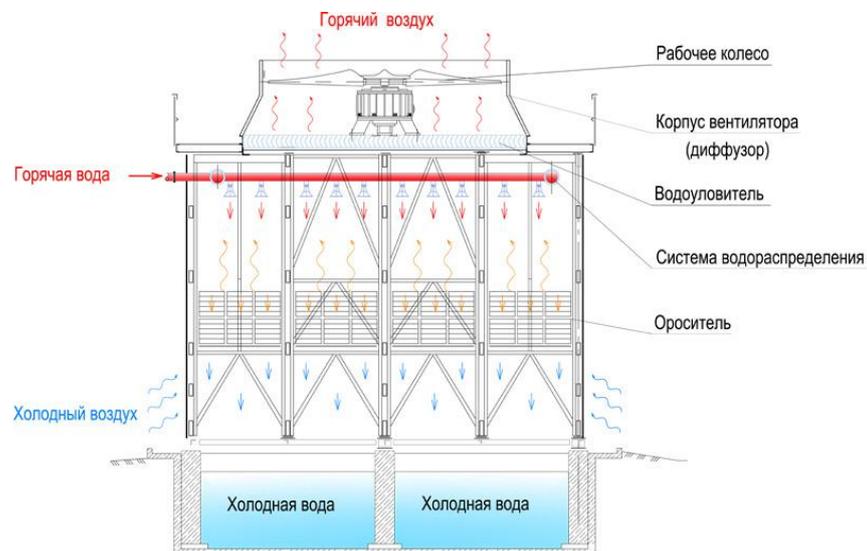


Рис. 1.5 Вентиляторная градирня

По типу оросителя вентиляторные градирни подразделяются на капельные, пленочные и капельно-пленочные. Каждый тип оросителя может иметь различные конструкции отдельных элементов и может выполняться из различных материалов.

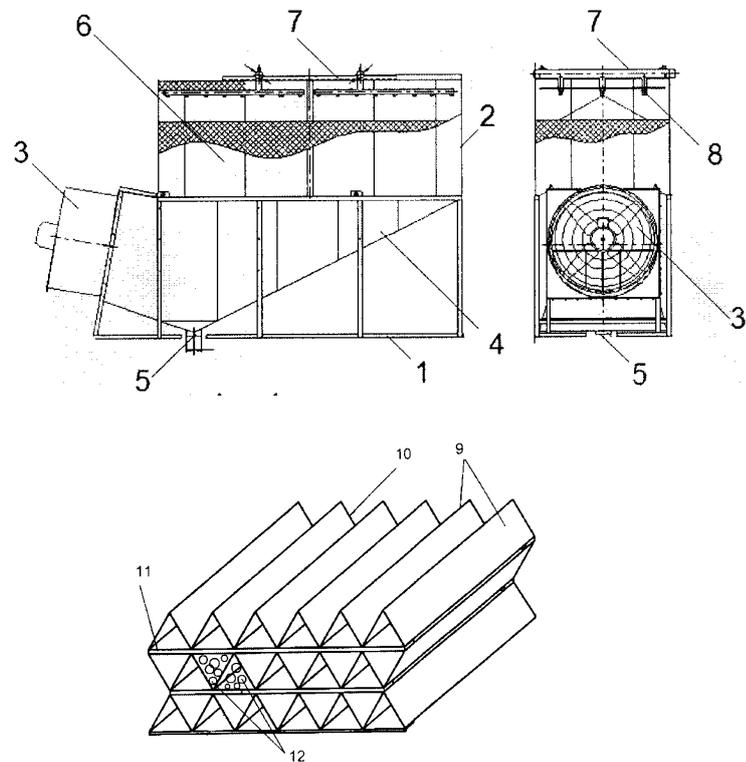


Рис. 1.6 Вентиляторная градирня по патенту РФ № 2610630

1 – основание, 2 – бак-водосборник, 3 – вентилятор, 4 – бак-водосборник, 5 – сливной патрубок, 6 – ороситель, 7 – каплеотделитель, 8 – коллектор, 9 – трубчатые элементы, 10 – торцы, 11 – полоса из термопластичного материала, 12 – полые полимерные шары

Вентиляторная градирня [38] пленочного типа относится к контактным охладителям и может быть использована на тепловых электрических станциях для охлаждения оборотной воды. Охлаждение оборотной воды происходит за счет испарения 1% воды циркулирующей через градирню, которая форсунками разбрызгивается и стекает по оросителю в виде пленки противотоком к холодному воздуху, нагнетаемого вентилятором. Ороситель, используемый в градирне, представляет собой трубчатые элементы, сложенные слоями параллельно друг к другу. По торцам трубчатые элементы сварены между собой и вдоль каждого торца проложена полоса из термопластичного материала. Полости трубчатых элементов заполнены полыми шарами. Блок насадки возможно использовать в качестве оросителя и водоуловителя (рис. 1.6). Существенным недостатком насадки является сложность очистки и при необходимости замены на новые. Площадь

контакта воды с воздухом также не велика. Изобретение [39] относится к области энергетики и предназначено для охлаждения рециркулирующей воды.

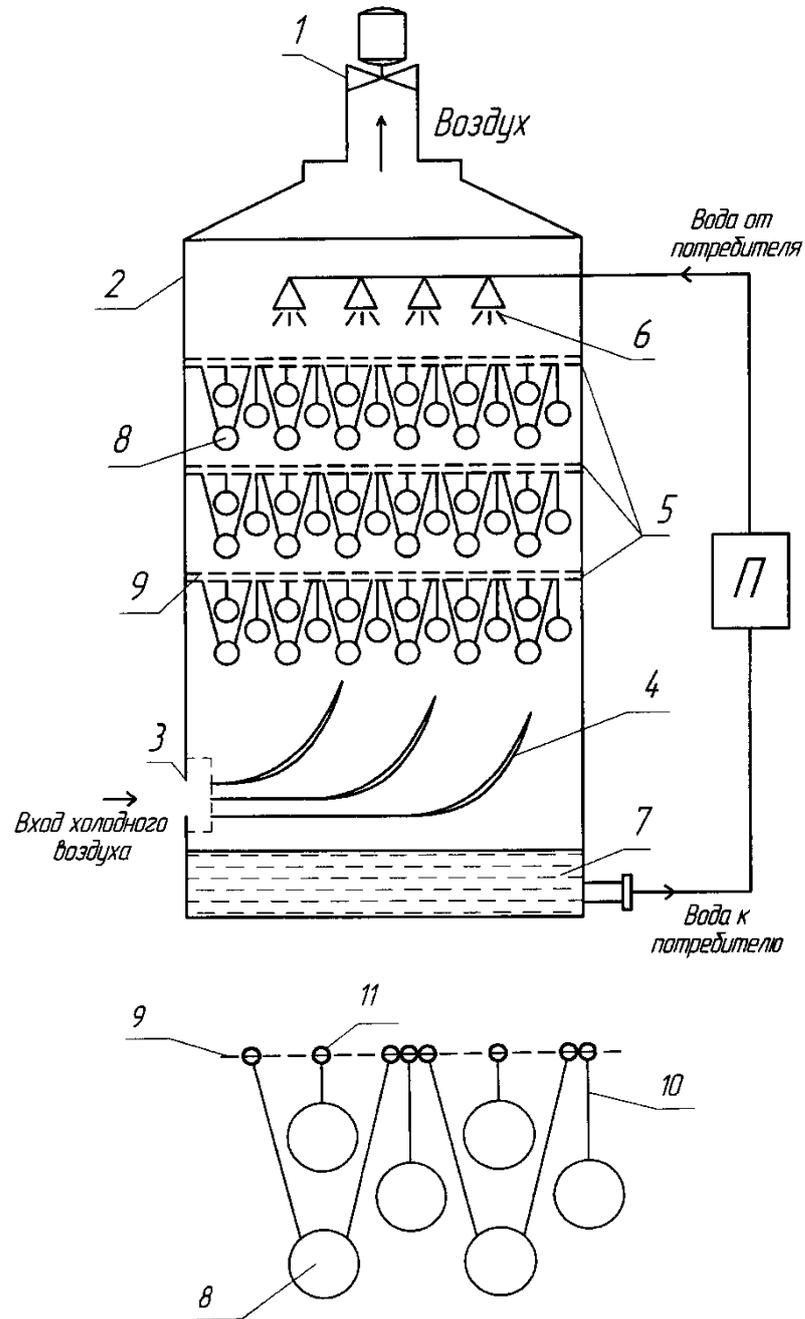


Рис. 1.7 Вентиляторная градирня по патенту РФ 2617040

1 – вентиляторный агрегат, 2 – корпус, 3 – воздуховодные окна, 4 – воздухораспределители, 5 – оросительные насадки, 6 – форсуночный распылитель, 7 – емкость для сбора воды, 8 – элементы из волокнистого гидрофильного материала, 9 – несущее основание, 10 – держатели, 11 - узлы

Работа градирни осуществляется следующим образом: первоначально вентилятор отключен и вода через форсуночный распылитель поступает на оросительные насадки, насыщая сферические элементы. Далее форсунки прекращают свою работу и включается вентилятор, который обеспечивает движение атмосферного воздуха, движущегося в верх к оросителю. Благодаря создаваемому потоку воздуха влага в элементах замораживается. Следующим этапом работы градирни является остановка вентилятора и подача оборотной воды форсунками через оросительные насадки. Подаваемая вода контактирует с замороженными сферами и охлаждается (рис. 1.7). Однако существенными недостатками являются сложность использования в летний период при высоких температурах атмосферного воздуха, потеря воды.

1.3 Контактные устройства со струйно-пленочным течением

В энергетической, химической, нефтехимической и других отраслях промышленности для реализации массо- и теплообменных процессов требуются большие материальные и энергетические затраты. Одним из основных способов решения проблемы является внедрение высокоэффективных контактных устройств, которые увеличили бы удельные массы и потоки тепла, а также обеспечили снижение гидравлического сопротивления. Правильный выбор числа и конструкции таких устройств при проектировании технологического оборудования гарантирует эффективность и надежность его эксплуатации в реальных промышленных условиях [40-45].

В настоящее время известно большое количество конструкций контактных устройств для проведения тепломассообменных процессов в системе вода-воздух, отличающихся высокой массообменной эффективностью [46-52].

Для эффективной работы массообменного аппарата предъявляют следующие требования:

- низкое гидравлическое сопротивление воздушному потоку;
- хорошая смачиваемость;

- равномерное распределение потоков воздуха и воды по поперечному сечению колонны;
- высокая кратность обновления поверхности контакта фаз;
- минимальный унос воды с воздухом;
- сохранение эффективности при широком изменении расходов воздуха и воды;
- механическая прочность и др.

Известна тепломассообменная тарелка со струйно-барботажными контактными устройствами [53], которая состоит из горизонтальной оси, перфорированного основания, и переливного устройства. На оси установлены струйно-барботажные контактные устройства, выполненные в виде радиальных треугольных лопаток, которые соединены с осью вращения. В отверстиях основания располагаются патрубки, направленные в сторону нижележащей тарелки. Сами отверстия располагаются так, что поток воды с вышележащей тарелки попадал на внешнюю грань радиальной лопатки. Радиальные лопатки представляют собой одну нижнюю и две боковые стенки, треугольные прорезы располагаются по периметру на конце лопаток.

Данная тепломассообменная тарелка работает следующим образом. Вода с вышележащей тарелки попадает в патрубки через отверстия в основании, при этом струйно-барботажное контактное устройство вращается, захватывая воду или воздух радиальными лопатками. В устройстве поддерживается постоянный уровень воды переливным устройством. Воздух, поступающий с нижележащей тарелки, заполняет верхнюю его часть.

В струйно-барботажных контактных устройствах происходит барботаж вытесненного объема воздуха через слой воды в виде пузырьков, при его вращении. Когда объем воздуха станет равным нулю, лопатки захватывают воду, которая при дальнейшем вращении струйно-барботажных контактных устройств стекает в виде струй на поверхность потока воды. От размеров треугольных прорезей на конце радиальных лопаток зависят размеры образующихся струй и пузырей. Максимальная эффективность тепломассообменных процессов достигается, если длину

нижней стенки радиальных лопаток струйно-барботажных контактных устройств принять равной 20-50% от общей длины лопаток.

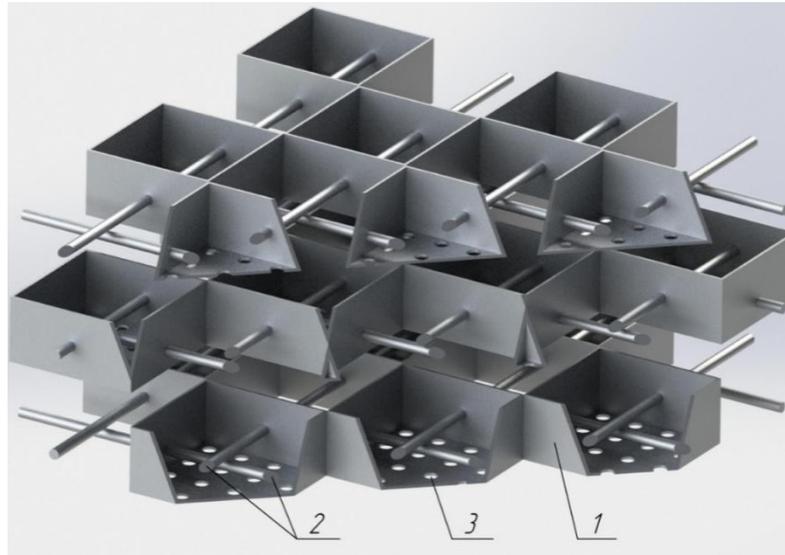


Рис. 1.8 Струйно-барботажное контактное устройство: 1 – сливной стакан, 2 – стержень, 3 – отверстия

Достоинством данного устройства является интенсивный противоточный контакт между воздухом и водой. Также, данное контактное устройство обладает низким гидравлическим сопротивлением вследствие того, что воздух не проходит через воду на тарелке.

Известно струйно-барботажное контактное устройство [54] для тепломассообменных процессов, которое состоит из сливных стаканов с вертикальными стенками, с открытой верхней частью и сливными отверстиями для воды в днище. Расположение стаканов шахматное, расстояние между ними равно ширине сливного стакана. Стаканы в ряду между собой соединены стержнем (рис. 1.8).

Струйно-барботажное устройство работает следующим образом. Вода через сливные отверстия в днище диспергируется в виде струй на расположенный ниже сливной стакан в виде струй, при этом в стакане поддерживается постоянный уровень воды за счет вертикальных стенок. Так как сливные стаканы располагаются в шахматном порядке, поступающий снизу воздух приобретает зигзагообразный характер движения. Двигаясь, струи распадаются с образованием множества капель, которые

соударяются о поверхность воды, находящейся внутри сливных стаканов, создавая развитую постоянно обновляющуюся поверхность контакта фаз. Поверхность контакта фаз определяется наличием относительно небольших воздушных пузырей в водяном слое и вылетающими каплями из воды. Кроме того, наблюдается контакт падающих струй воды с восходящими потоками воздуха. Особенностью данного устройства является то, что гидравлическое сопротивление практически не зависит от расхода водяной фазы [55].

Наиболее эффективными контактными устройствами считаются струйно-пленочные контактные устройства. Как правило, такие регулярные насадки сочетают в себе низкое гидравлическое сопротивление и высокую эффективность. Именно от характеристик пленочного течения воды зависит эффективность теплообмена [56-62].

Известно струйно-пленочное контактное устройство (рис. 1.9) для теплообменных процессов, состоящее из параллельных квадратных сливных стаканов с вертикальными стенками, расположенные в шахматном порядке в продольном и поперечном сечениях. Устройство открыто в верхнем сечении, а нижнее основание снабжено круговыми сегментами в виде лепестков, отогнутых к низу. Сливные стаканы соединены между собой вертикальными перегородками, проходящие через центр сливных стаканов и установленные перекрестно и параллельно относительно друг друга. Вода через множество лепестков распределяется по расположенным ниже перегородкам в виде струй. При этом в стаканах поддерживается постоянный уровень воды. При движении струй по поверхности перегородок происходит распределение воды с образованием пленочного течения. При этом стекающая вода контактирует с восходящим потоком воздуха. Далее пленка, попадая в сливной стакан, разрушается о поверхность воды, создавая развитую постоянно обновляющуюся поверхность контакта фаз.

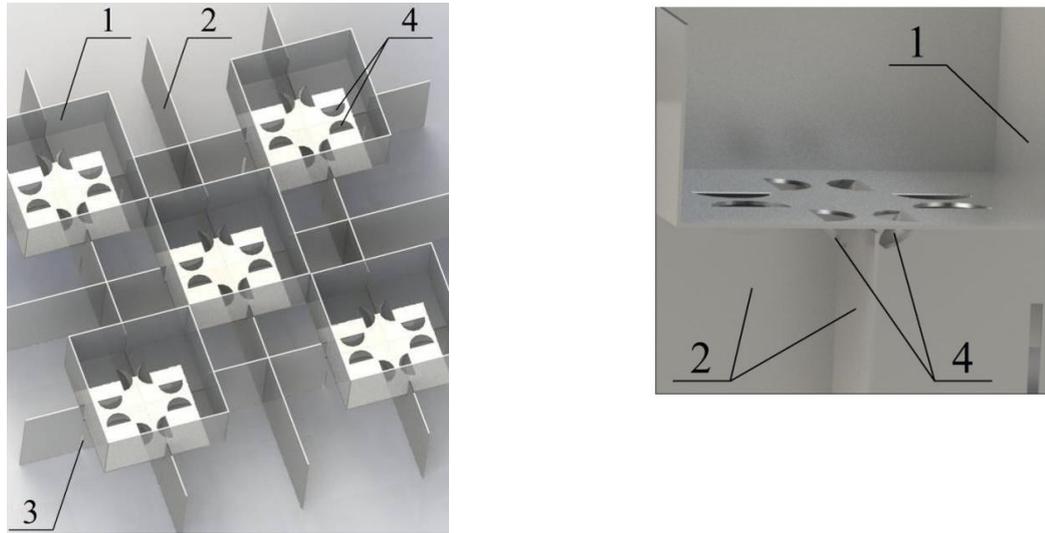


Рис. 1.9 Струйно-пленочное контактное устройство[63]: 1 – сливной стакан; 2 – перегородка; 3 – прорезь; 4 – лепестки

В струйно-пленочном контактном устройстве достигается достаточно большая удельная площадь поверхности контакта фаз за счет устойчивой пленки, высокая сепарационная способность. Общая эффективность в контактном устройстве при рабочих режимах работы увеличилась на 18,2...47,5% по сравнению с [54].

Для интенсификации тепломассообменных процессов была разработана конструкция струйно-пленочного контактного устройства (Рис. 1.10). Основным отличием от прототипа [63] является наличие перфорированной перегородки. Отверстия в вертикальных перегородках расположены по вершинам равносторонних треугольников. Наличие отверстий в вертикальных перегородках приводит к турбулизации стекающей водяной пленки, благодаря чему уменьшается толщина ее вязкого пограничного слоя. Данное решение позволяет снизить металлоемкость конструкции, выравнивает профиль концентраций в стекающей пленки воды, кроме того, наблюдается более равномерное распределение воды по поверхности перегородок.

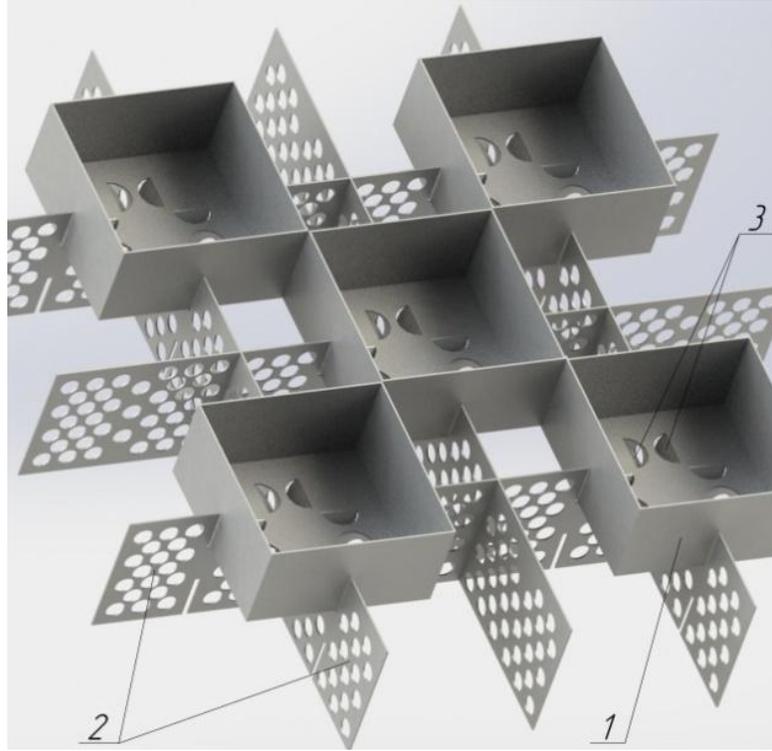


Рис. 1.10 Предлагаемое автором струйно-пленочное контактное устройство с перфорированными перегородками [64]: 1 – сливной стакан; 2 – перфорированные перегородки; 3 – отогнутые лепестки

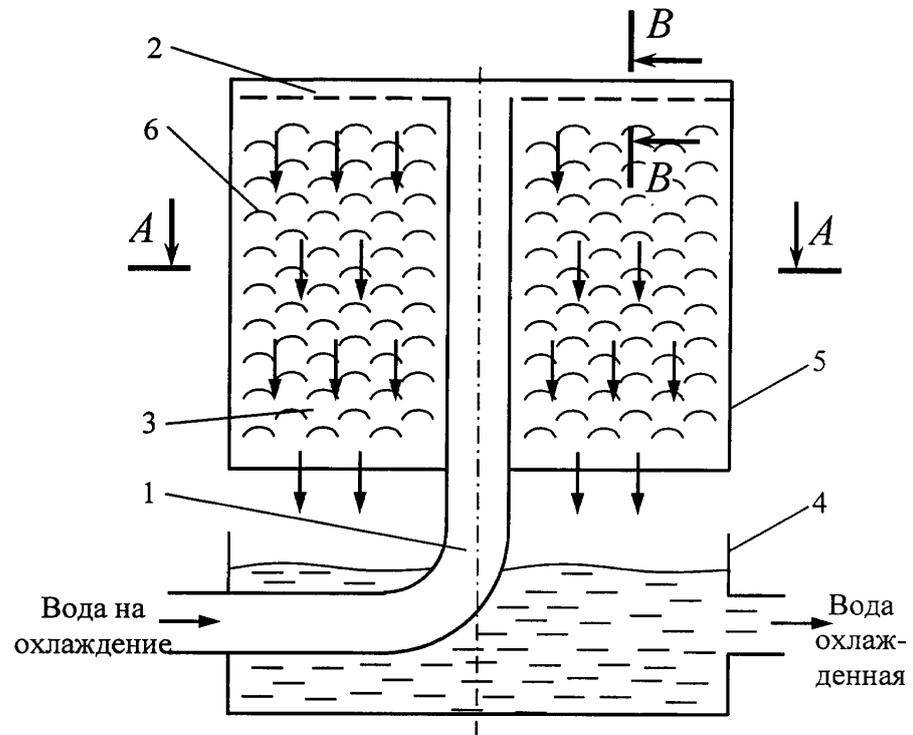


Рис. 1.11 Схема струйно-пленочной градирни [65]: 1 - центральная труба; 2 - водораспределительная система; 3 - пластины; 4 - водосборный бассейн; 5 - ветровые перегородки; 6 – лепестки

Экспериментальные исследования, проведенные на струйно-пленочном контактном устройстве, по определению эффективности массообменного процесса показывают, что выполнение отверстий в перегородках приводит к повышению эффективности массообмена в среднем на 10,5...38,7% по сравнению с прототипом.

Применение в производстве и энергетике разработанной струйно-пленочной градирни является решением проблемы увеличения эффективности процесса охлаждения оборотной воды (рис. 1.11). Градирня содержит центральную трубу, представляющую корпус, водораспределительную систему, водосборный бассейн, пластины, ветровые перегородки, расположенные с торцевой стороны пластин по всей высоте. Водораспределительная система примыкает к центральной трубе по касательной к окружности, вписанной в ее основание, перпендикулярной к радиусу трубы, имеет снизу перфорацию по всей длине для распределения воды по пластинам. На поверхности каждой пластины с обеих сторон выполнены лепестки в виде круговых сегментов, одинаково отогнутых таким образом, чтобы проходное сечение было направлено навстречу потоку стекающей вниз воды.

Струйно-пленочная градирня работает следующим образом. Вода в направлении снизу-вверх через центральную трубу подается в аппарат для охлаждения. Далее, достигнув верха трубы, вода попадает в водораспределительную систему и, растекаясь по ней, через имеющиеся отверстия стремится вниз по поверхности пластин с лепестками. Распределение струй воды по поверхности вертикальных пластин происходит при ее движении с образованием устойчивого пленочного течения. При этом стекающая пленка воды контактирует с потоком окружающего воздуха. Причем образовавшаяся пленка разрушается, достигая лепестков, при этом создается развитая, постоянно обновляющаяся поверхность. Лепестки поддерживают равномерное течение пленки воды по сечению и направляют воду по разным сторонам пластины, для увеличения коэффициента массоотдачи и удельной

площади поверхности контакта фаз. Охлажденная вода с пластин стекает в водосборный бассейн. Ветровые перегородки препятствуют уносу воды потоком воздуха из зоны контакта и создают необходимую для процесса охлаждения воды структуру воздуха. Кроме того, они увеличивают жесткость конструкции аппарата.

Разработанная конструкция струйно-пленочной градирни позволяет увеличить удельную площадь поверхности контакта фаз и коэффициентов тепло- и массоотдачи, что приводит к повышению общей эффективности тепломассообменных процессов. В градирне обеспечивается эффективное охлаждение воды, за счет установки интенсифицирующих элементов в виде пластин с лепестками.

Выводы по главе 1

Для большинства промышленных целей наиболее подходящим является использование градирни со струйно-пленочными контактными устройствами, так как они способны распределять потоки воды и воздуха по сечению и обладают тепловой эффективностью сопоставимой с другими современными образцами. Следовательно, необходимо провести исследование влияния конструктивных и технологических параметров на эффективность ее работы и унос воды из слоя.

ГЛАВА 2. ГИДРОДИНАМИКА СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫХ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ

2.1. Распределение жидкости, истекающей из отверстия

В данном разделе экспериментально исследован унос жидкости в струйно-пленочных контактных устройствах, состоящих из квадратных ячеек, расположенных в шахматном порядке с тремя отверстиями на стенках на уровне дна с внутренней стороны (рис. 2.1) [66]. Функцию каплеуловителя выполняют вышестоящие элементы контактного устройства. Достоинствами предлагаемого устройства является отсутствие дополнительных элементов для улавливания капель, малое количество точек ввода воды и самораспределение воды по сечению колонны [67].

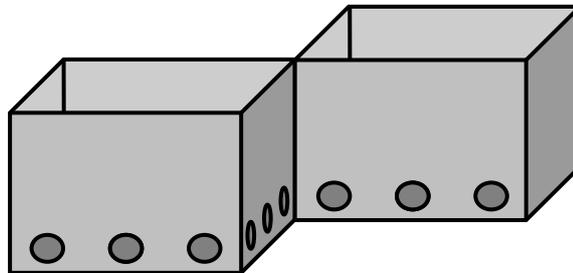


Рис. 2.1 Фрагмент контактного устройства

С этой целью для исследования уноса водяной фазы потоком воздуха была разработана экспериментальная установка, представленная на (рис. 2.2).

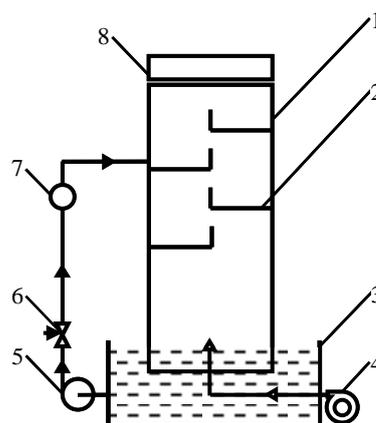


Рис. 2.2 Экспериментальная установка: 1 – корпус экспериментальной установки; 2 – контактное устройство; 3 – емкость для сбора воды; 4 – насос для прокачки воздуха; 5 – насос для прокачки воды; 6 – клапан; 7 – расходомер; 8 – цифровой анемометр

Установка состоит из прямоугольного корпуса 1 с квадратным сечением 100×100 мм, контактных устройств 2, в четыре ряда расположенных по высоте корпуса опытной установки с ячейками (50×50 мм с отверстиями $d=2$ мм). Насос 4 нужен для подачи воздуха в экспериментальную установку, емкость 3 предназначена для сбора воды, стекающей с элементов. Насосом 5 фирмы OASISCRP 15/9 вода подавалась на второй ряд контактного элемента. Регулирующий клапан 6 необходим для управления расходом воды, а расходомер 7 фирмы LOUCHEN ZMFS300AG3/4" – для учета расхода воды. Цифровой анемометр 8 МЕГЕОН 11 003, с погрешностью $\pm 5\%$, необходим для измерения скорости потока воздуха.

Экспериментальная часть и обсуждение результатов исследований

При проведении эксперимента вода направлялась на второй ряд контактных устройств со скоростью $w_{\text{воды}} = 0,22$ м/с. Скорость потока воздуха измерялась по сечению экспериментальной установки и составляла от 0,2 до 3 м/с.



Рис. 2.3. Взаимодействие воды и воздуха между вторым, третьим и четвертым рядами контактных устройств

Вода поступает на второй ряд контактного устройства (рис. 2.3) через расположенные на боковых поверхностях стенки отверстия, что способствует самораспределению воды по сечению установки. После этого, вода стекает на третий ряд, расположенный в шахматном порядке, а с третьего,

соответственно, на четвертый ряд. Подаваемый воздух с нижней части экспериментальной установки, проходя между рядами устройства, интенсивно взаимодействует со стекающей водой. Так, к примеру, в области контакта воды и газа над четвертым рядом уносимые капли воды, ударяясь о дно второго ряда ячейки, накрываются потоком воды, поступающим с третьего ряда насадки, препятствуя дальнейшему уносу капель.

На (рис. 2.4) изображено протекание процесса в верхней части экспериментальной установки – на первом и втором рядах контактных устройств. Унос капель через верхнее сечение экспериментальной установки при проведении эксперимента составил примерно 1–2 капли за 5 секунд. В предлагаемой модели контактного устройства имеется большая удельная площадь поверхности контакта фаз, так как при их взаимодействии происходит не только барботаж пузырьков газа через слой воды, но и контакт со стекающими струями и пленкой воды. Таким образом, важным отличием струйно-пленочных контактных устройств является интенсивный противоточный контакт между воздухом и водой.

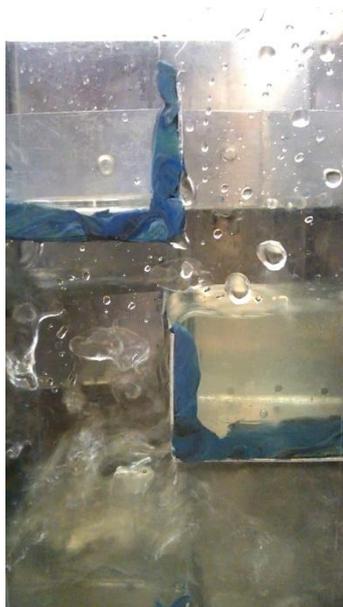


Рис. 2.4 Унос воды на первом ряду контактного устройства

Также необходимо отметить, что предлагаемая насадка обладает низким гидравлическим сопротивлением, так как поток воздуха не проходит через водяной слой, находящийся в ячейке, и низким значением уноса капель воды. В современной литературе представлено множество исследований по

взаимодействию воздуха и воды [68-75], в тоже время, для разработанного струйно-пленочного контактного устройства необходим новый подход создания его оптимальных конструкций. Увеличение времени контакта между воздухом и водой внутри разработанного контактного устройства способствует отказу в использовании дополнительных элементов, препятствующих уносу капель воды во время процесса, что влечет также к снижению капиталоемкости колонного оборудования.

Таким образом, проведенные исследования имеют важное значение для дальнейшего подбора оптимальных геометрических форм и размеров контактных устройств, по достижению благоприятных аэродинамических условий для прохода воздуха, обеспечивая минимальную величину уноса капель

2.2. Среднерасходная скорость стекания воды в аппаратах со струйно-барботажными тепломассообменными контактными устройствами при малых скоростях воздуха

Во многих тепломассообменных процессах для достижения достаточной тепломассообменной эффективности необходимо довольно продолжительное время контакта воздушной и водяной фаз. Добиться этого сохранив равномерность распределения потоков воздуха и воды по сечению аппарата, при обеспечении надежной сепарации фаз после контакта и низких энергетических затратах на проведение процесса очень сложная задача.

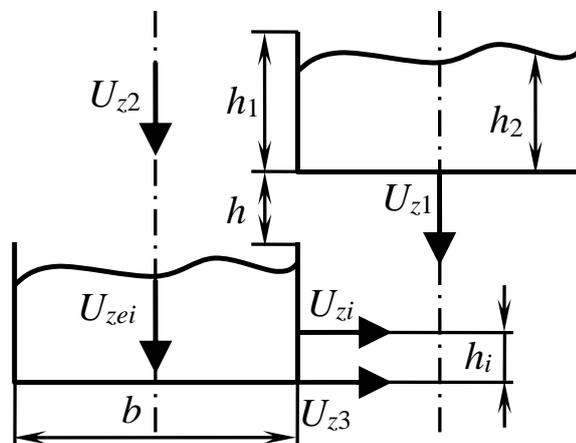


Рис. 2.5. Схема потоков в струйно-барботажном контактном элементе.

На рис. 2.5. U_{z1} – осевая проекция скорости движения воды, вытекающей из отверстий расположенных в дне центрального элемента; U_{z2} – осевая проекция скорости движения воды, вытекающей из отверстий расположенных в дне соседних элементов; U_{z3} – осевая проекция скорости движения воды, вытекающей из отверстий расположенных в стенке у дна; U_{zi} – осевая проекция скорости движения воды, вытекающей из отверстий расположенных в стенке на расстоянии h_i от дна; U_{ze} – осевая проекция скорости движения воды в элементах, b – ширина сливных стаканов, м.

При создании математического описания не учитывалось влияние потока воздуха на течение воды, что справедливо для оценочных расчетов при относительно небольших скоростях потока воздуха. Увеличение скорости потока воздуха будет снижать среднерасходную скорость стекания воды.

Среднерасходную скорость движения воды по сечению аппарата можно определить из закона сохранения импульса:

$$U_{zcp}(z)m_{cp} = U_{z1}(z)m_1 + U_{z2}(z)m_2 + U_{z3}(z)m_3 + U_{zi}(z)m_i + \sum_{i=1}^n U'_{zei}(z)m'_{ei}. \quad (0.1)$$

Если разделить уравнение на интервал времени, то можно получить:

$$\frac{U_{zcp}(z)m_{cp}}{\Delta\tau} = \frac{U_{z1}(z)m_1}{\Delta\tau} + \frac{U_{z2}(z)m_2}{\Delta\tau} + \frac{U_{z3}(z)m_3}{\Delta\tau} + \frac{U_{zi}(z)m_i}{\Delta\tau} + \frac{1}{\Delta\tau} \sum_{i=1}^n U'_{zei}(z)m'_{ei}. \quad (0.2)$$

После преобразований получается:

$$U_{zcp}(z)L_{mcp} = U_{z1}(z)L_{m1} + U_{z2}(z)L_{m2} + U_{z3}(z)L_{m3} + U_{zi}(z)L_{mi} + \sum_{i=1}^n U'_{zei}(z)L'_{mei}, \quad (0.3)$$

где L_{mcp} , L_{m1} , L_{m2} , L_{m3} , L_{mi} , L'_{mei} – массовые расходы соответствующих потоков.

Следовательно, среднерасходную скорость можно определить:

$$U_{zcp}(z) = \frac{U_{z1}(z)L_{m1} + U_{z2}(z)L_{m2} + U_{z3}(z)L_{m3} + U_{zi}(z)L_{mi} + \sum_{i=1}^n U'_{zei}(z)L'_{mei}}{L_{m1} + L_{m2} + L_{m3} + L_{mi} + \sum_{i=1}^n L'_{mei}}. \quad (0.4)$$

После преобразований

$$U_{zcp}(z) = \frac{U_{z1}(z)U_{01}f_{01}\varepsilon_{01} + U_{z2}(z)U_{02}f_{02}\varepsilon_{02} + U_{z3}(z)U_{03}f_{03}\varepsilon_{03} + U_{zi}(z)U_{0i}f_{0i}\varepsilon_{0i} + \sum_{i=1}^n U'_{zei}(z)U'_{0ei}f'_{0ei}\varepsilon'_{0ei}}{U_{01}f_{01}\varepsilon_{01} + U_{02}f_{02}\varepsilon_{02} + U_{03}f_{03}\varepsilon_{03} + U_{0i}f_{0i}\varepsilon_{0i} + \sum_{i=1}^n U'_{0ei}f'_{0ei}\varepsilon'_{0ei}}, \quad (0.5)$$

где $f_{01}, f_{02}, f_{03}, f_{0i}, f_{0ei}$ – площади отверстий, m^2 , $\varepsilon_{01}, \varepsilon_{02}, \varepsilon_{03}, \varepsilon_{0i}, \varepsilon_{0ei}$ – степень сжатия струи.

Зависимость скоростей истечения от координаты z :

$$U_{z1}(z) = \sqrt{U_{01}^2 + 2gz} \quad \text{при } 0 \leq z \leq h + h_1, \quad (0.6)$$

$$U_{z2}(z) = \sqrt{U_{02}^2 + 2g(h + h_1 + z)} \quad \text{при } 0 \leq z \leq h + h_1 - h_2, \quad (0.7)$$

$$U_{z2}(z) = 0 \quad \text{при } z > h + h_1 - h_2, \quad (0.8)$$

$$U_{z3}(z) = \sqrt{2gz} \quad \text{при } 0 \leq z \leq h + h_1 - h_2, \quad (0.9)$$

$$U_{z3}(z) = 0 \quad \text{при } z > h + h_1 - h_2, \quad (0.10)$$

$$U_{zi}(z) = \sqrt{2g(h_i + z)} \quad \text{при } 0 \leq z \leq h + h_1 - h_2, \quad (0.11)$$

$$U_{zi}(z) = 0 \quad \text{при } z > h + h_1 - h_2, \quad (0.12)$$

$$U_{zei}(z) = \frac{L_{me}}{\rho_L b^2} \quad \text{при } h + h_1 - h_2 \leq z \leq h + h_1 - h_i, \quad (0.13)$$

Среднерасходная скорость воды в элементах будет резко меняться по высоте из-за стекающих струй из стенок. Массовый расход на поверхности воды в элементе определяется:

$$L_{me} = L_{m1} + L_{m3} + \sum_{i=1}^n L_{mi}. \quad (0.14)$$

Таким образом, среднерасходная скорость воды в элементе до уровня истечения первой струи определится:

$$U_{zei} = \frac{L_{m1} + L_{m3} + \sum_{i=1}^n L_{mi}}{\rho_L b^2} \quad \text{при } h + h_1 - h_2 \leq z \leq h + h_1 - h_i, \quad (0.15)$$

а среднерасходная скорость воды в элементе от уровня истечения первой струи до уровня истечения второй струи определится:

$$U_{zei+1} = \frac{L_{m1} + L_{m3} - L'_{m1} + \sum_{i=2}^n L_{mi}}{\rho_L b^2} \quad \text{при } h + h_1 - h_i \leq z \leq h + h_1 - h_{i+1}, \quad (0.16)$$

где L'_{m1} – массовый расход воды вытекающей из самого верхнего отверстия, кг/с.

Остальные значения среднерасходной скорости в элементе находятся аналогичным образом.

Скорость истечения воды из отверстия и массовый расход могут быть определены по формулам:

$$U_{01} = \sqrt{\frac{2g}{\alpha + \zeta} \left(h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_L g} \right)}, \quad (0.17)$$

$$L_{m1} = f_{01} \varepsilon_{01} \rho_L \sqrt{\frac{2g}{\alpha + \zeta} \left(h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_L g} \right)}, \quad (0.18)$$

где α – коэффициент Кориолиса; ζ – коэффициент местного сопротивления отверстия; ε_{01} – степень сжатия струи; p_1, p_2 – давления воздуха под элементом и над ним соответственно, Па.

Произведение $L_{m1} U_{01}$ запишется:

$$U_{z1} L_{m1} = f_{01} \varepsilon_{01} \rho_L \sqrt{2g} \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta} \left(h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_L g} \right)} \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta} \left(h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_L g} \right)} + z, \quad (0.19)$$

Если предположить равенство всех значений диаметров отверстий и степеней сжатия то выражение (0.20) упрощается:

$$U_{zcp}(z) = \frac{U_{z1}(z)U_{01}n_{01} + U_{z2}(z)U_{02}n_{02} + U_{z3}(z)U_{03}n_{03} + U_{zi}(z)U_{0i}n_{0i} + \sum_{i=1}^n U'_{zei}(z)U'_{0ei}n'_{0ei}}{U_{01}n_{01} + U_{02}n_{02} + U_{03}n_{03} + U_{0i}n_{0i} + \sum_{i=1}^n U'_{0ei}n'_{0ei}}. \quad (2.20)$$

Осредненная по высоте скорость движения воды вдоль оси определяется:

$$U_{zcp} = \frac{1}{h + h_1} \int_0^{h+h_1} U_{zcp}(z) dz. \quad (0.21)$$

Увеличение ширины ячейки контактного устройства приводит к росту среднерасходной скорости стекания Рис. 2.6 (а и б), что связано с повышением высоты участка на котором скорость наибольшая.

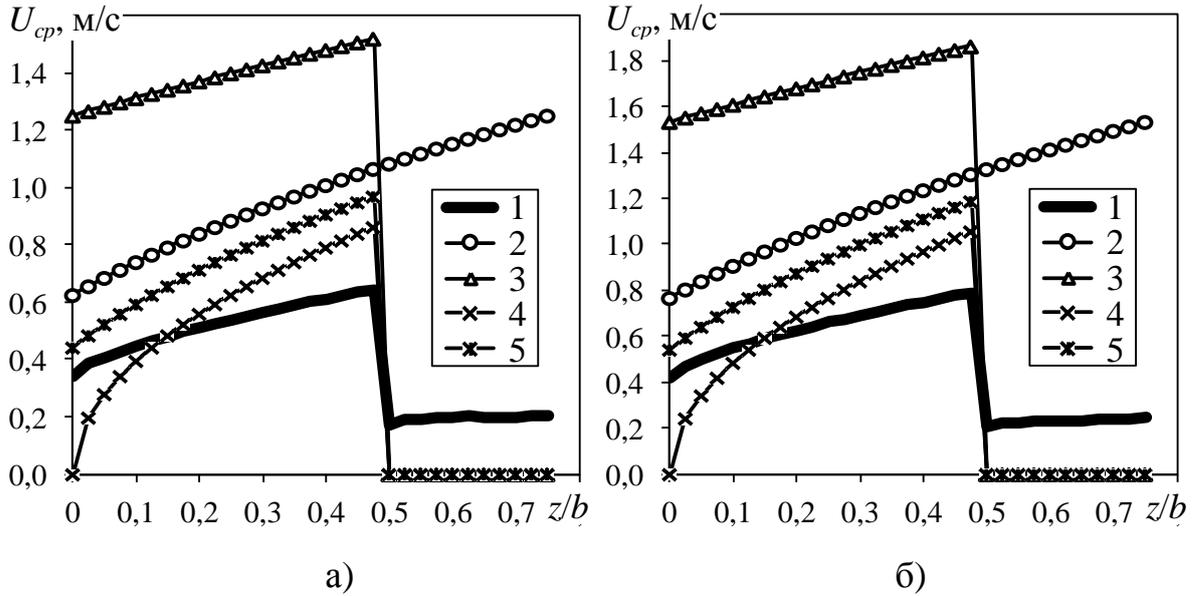


Рис. 2.6. Зависимость скоростей стекания воды от относительной координаты. 1 – U_{zcp} ; 2 – U_{z1} ; 3 – U_{z2} ; 4 – U_{z3} ; 5 – U_{zi} . $h_2 = h_1/2$; $h_i = h_2/2$. (а) $b = 80$ мм; (б) $b = 120$ мм.

Изменение уровня воды в элементах приводит к смещению скачка профиля среднерасходной скорости (рис. 2.6). С ростом уровня воды снижается среднерасходная скорость, так как высота, на котором среднерасходная скорость минимальна, увеличивается.

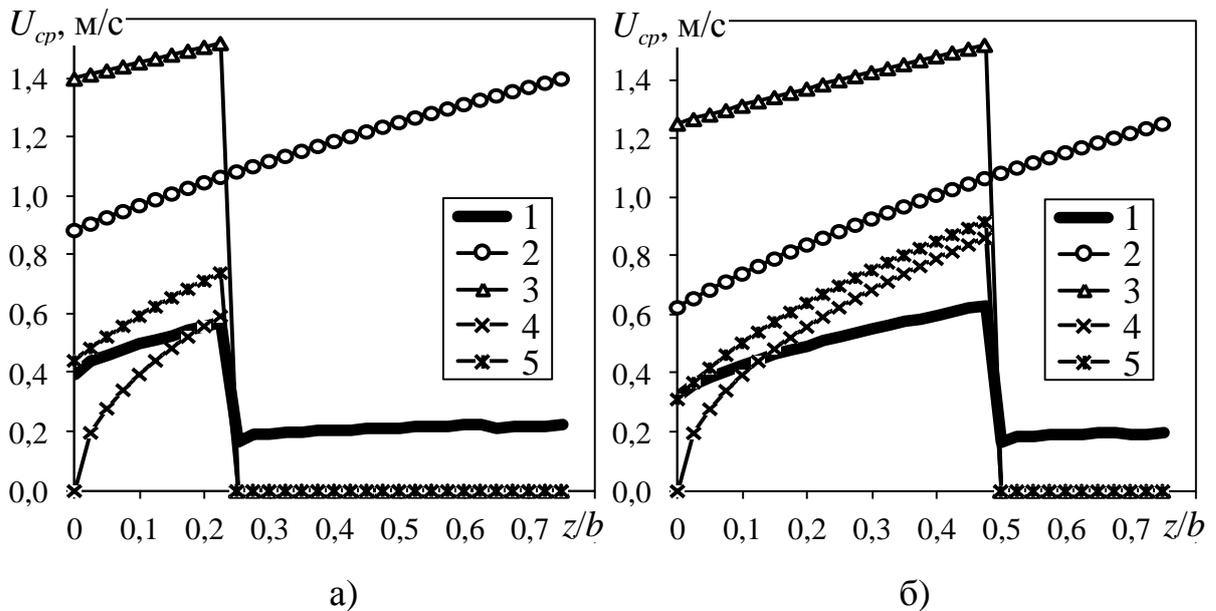


Рис. 2.7. Зависимость скоростей стекания воды от относительной координаты. 1 – U_{zcp} ; 2 – U_{z1} ; 3 – U_{z2} ; 4 – U_{z3} ; 5 – U_{zi} . $b = 80$ мм. (а) $h_2 = h_1$; $h_i = h_2/2$. (б) $h_2 = h_1/2$; $h_i = h_2/4$.

Уровень, на котором располагаются отверстия в стенке элементов, практически не влияет на среднерасходную скорость (рис. 2.7 (а) и (б)). Это объясняется малым расходом воды из этих отверстий.

Очень существенно влияет на среднерасходную скорость стекания воды расположение и количество отверстий в нижней части элементов (рис. 2.8 (а) и (б)). Отсутствие отверстий в дне значительно снижает среднерасходную скорость, так как именно через них вода стекает с максимальной скоростью.

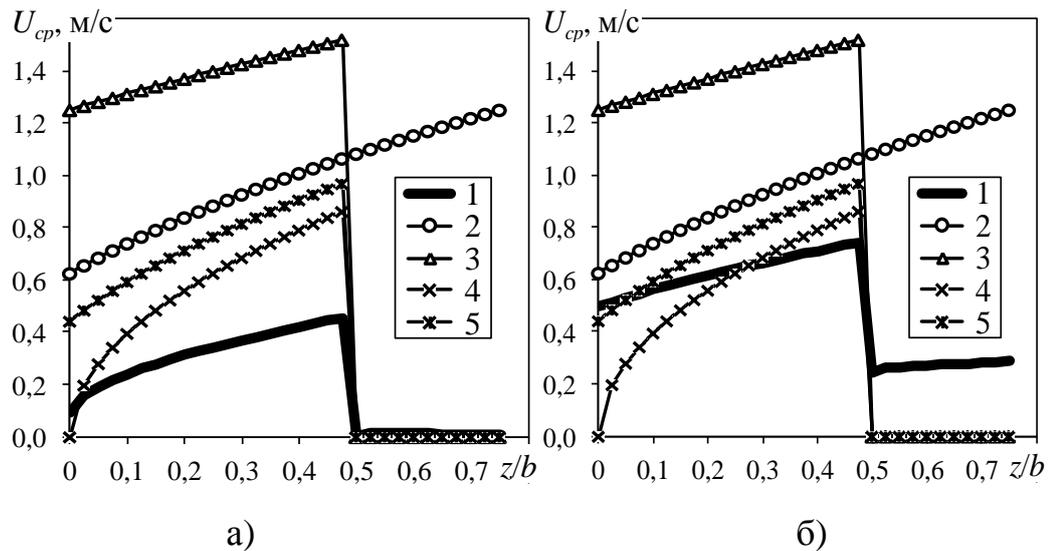


Рис. 2.8. Зависимость скоростей стекания воды от относительной координаты. 1 – U_{zcp} ; 2 – U_{z1} ; 3 – U_{z2} ; 4 – U_{z3} ; 5 – U_{zi} . $b = 80$ мм; $h_2 = h_1/2$; $h_i = h_2/2$. (а) без отверстий в дне центрального элемента; (б) без отверстий расположенных в стенке у дна.

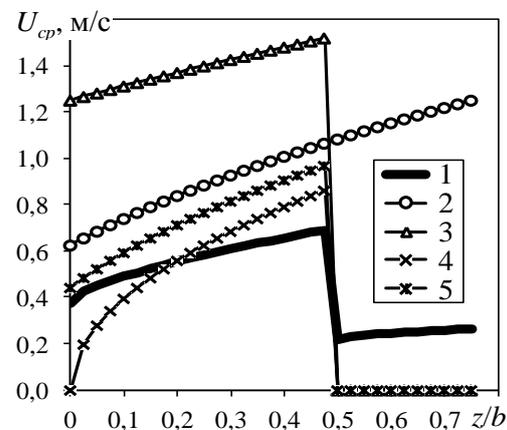


Рис. 2.9. Зависимость скоростей стекания воды от относительной координаты. 1 – U_{zcp} ; 2 – U_{z1} ; 3 – U_{z2} ; 4 – U_{z3} ; 5 – U_{zi} . $b = 80$ мм; $h_2 = h_1/2$; $h_i = h_2/2$. Без отверстий расположенных в стенке на расстоянии h_i от дна.

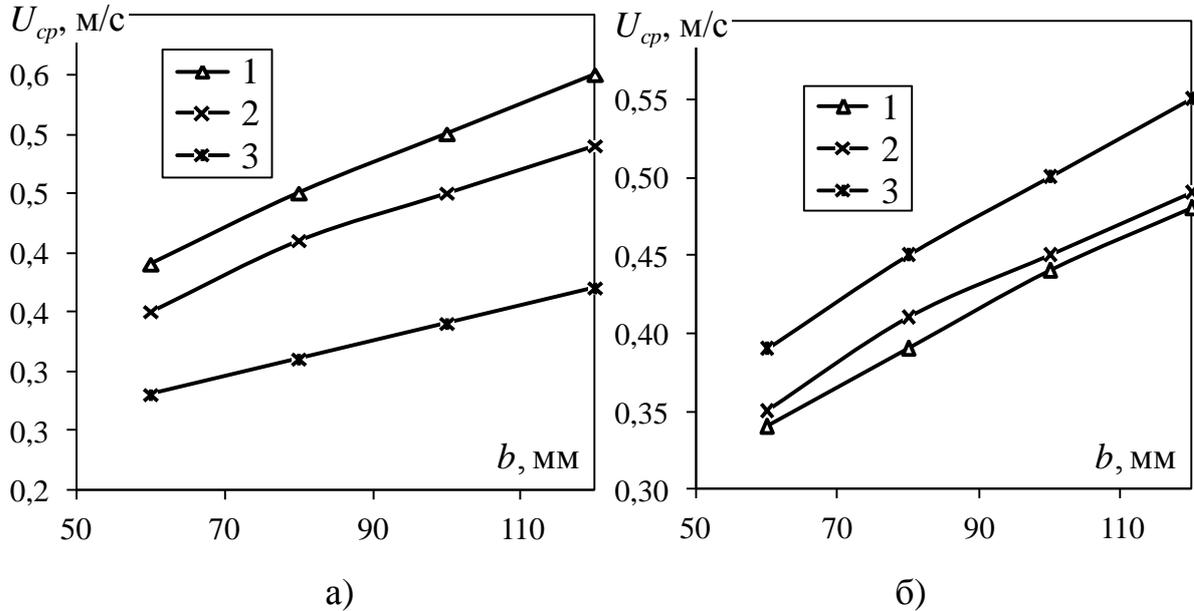


Рис. 2.10. Зависимость средней по высоте скорости стекания воды от ширины элемента. (а) $h_i = h_2/2$; 1 - $h_2 = h_1/4$; 2 - $h_2 = h_1/2$; 3 - $h_2 = h_1$; (б) $h_2 = h_1/2$; 1 - $h_i = h_2/4$; 2 - $h_i = h_2/2$; 3 - $h_i = h_2$.

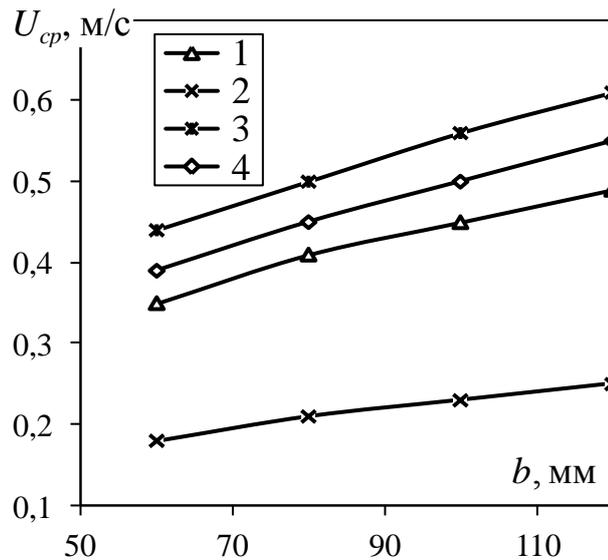


Рис. 2.11. Зависимость скоростей стекания воды от относительной координаты. $h_2 = h_1/2$; $h_i = h_2/2$. 1 – слив через все отверстия; 2 – без отверстий в дне центрального элемента; 3 – без отверстий расположенных в стенке у дна; 4 – без отверстий расположенных в стенке на расстоянии h_i от дна.

Расчеты показали, что предложенные конструкции позволяют создавать условия рациональные и перспективные для широкого спектра различных тепломассообменных процессов при обеспечении достаточно высокой

эффективности и относительно небольших энергетических затратах на организацию процессов.

2.3. Влияние размеров лепестков на гидродинамику стекающей водяной пленки

Чтобы определить эффективность разработанных перегородок была создана экспериментальная установка, на которой был проведен ряд исследований (рис. 2.12, рис. 2.13).

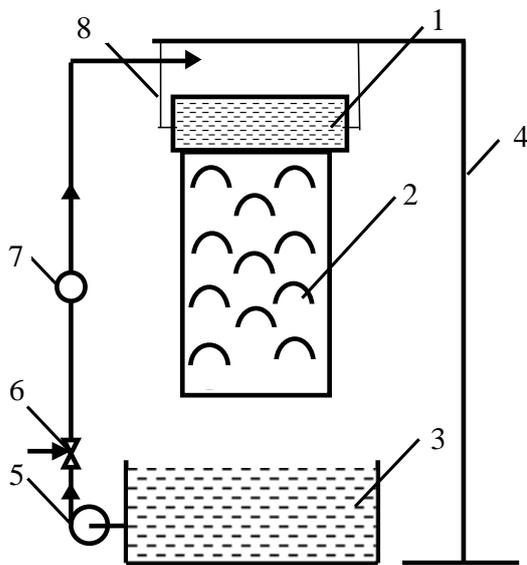


Рис. 2.12 Экспериментальная установка: 1 – емкость с подаваемой водой; 2 – пластина с лепестками; 3 – емкость для сбора воды; 4 – штатив; 5 – насос для прокачки воды; 6 – клапан; 7 – расходомер; 8 – нити.

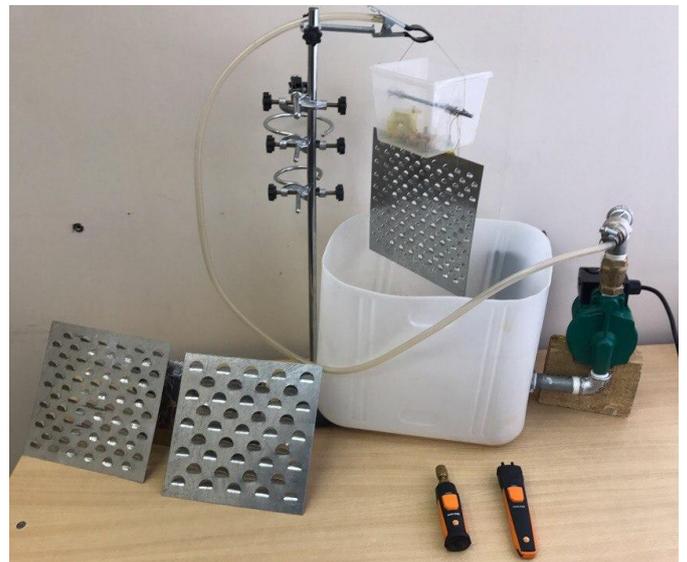


Рис. 2.13 Общий вид экспериментальной установки

Экспериментальная установка представляет собой емкость с водой 1, которая открыта в верхнем сечении, а нижнее основание содержит круглое отверстие, расположенное по центру. К основанию емкости прикрепляется металлическая пластина с лепестками 2. Пластина располагается так, что устанавливается в центре емкости, тем самым вода равномерно попадает на

обе стороны металлического элемента. Данная конструкция подвешивается нитями 8 к штативу 4 и располагается над емкостью 3, куда стекает вода из емкости 1. Из емкости 3 с помощью насоса 5 фирмы OASISCRP 15/9 вода вновь подается в емкость 1. Таким образом, наблюдается постоянная циркуляция воды в устройстве. Регулирующим клапаном 6 происходит управление расходом воды, подаваемой в емкость 1, а расходомер 7 фирмы LOUCHEN ZMFS300AG3/4" необходим для учета расхода воды.

Исследуемые перегородки выполнялись из тонкого металла в виде прямоугольных пластин толщиной 1 мм размером 60×140 мм с одним лепестком и пластинами размером 170×170 мм с множеством лепестков. Лепесток представляет собой круговой сегмент, отогнутый на 45° относительно поверхности пластины, так, что проходное сечение направлено навстречу потоку стекающей воды. На перегородках с множеством элементов, лепестки располагаются в шахматном порядке, и направление отгиба чередуется рядами.

Устройство работает следующим образом. Вода в направлении снизу-вверх через шланг с помощью насоса подавалась в емкость 1, откуда через отверстие в днище попадала на поверхность перегородки и, растекаясь по ней стремилась вниз в емкость 3. Двигаясь по пластине, вода соударялась с лепестком и распределялась по ней с образованием устойчивого пленочного течения. На пластинах с множеством лепестков водяная пленка разрушается с достижением ею последующих лепестков, создавая развитую, постоянно обновляющуюся поверхность. При этом происходит контакт воды с окружающим воздухом.

2.3.1 Влияние расположения источника истекания и лепестка на гидродинамику воды

При проведении эксперимента вода подавалась в емкость с различными скоростями. Через отверстие в днище емкости, вода в виде струи движется по металлической пластине и, соударяясь об отогнутый лепесток, распределяется по поверхности пластины, и образует пленочное течение. На

следующих рисунках можно наблюдать распределение воды в зависимости от уровня воды h в емкости и расстояние между лепестком и емкостью l . Линии показывают крайнее положение стекающей пленки воды.

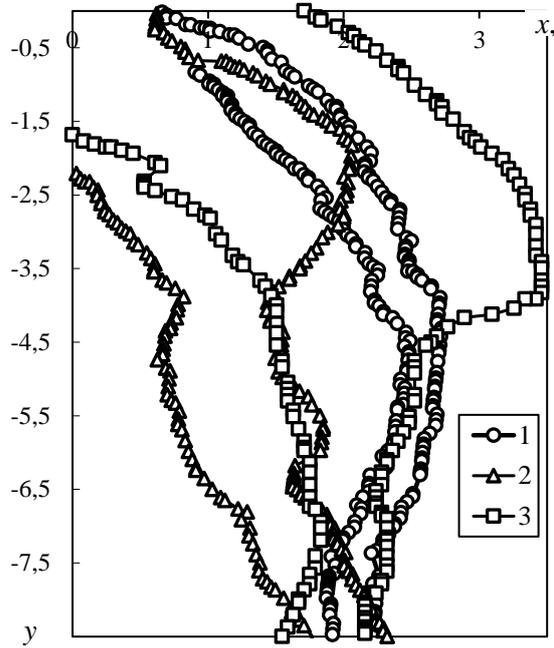


Рис. 2.14 Схема течения воды по пластине при расстоянии между лепестком и емкостью $l = 40$ мм; h , мм: 1 – 6; 2 – 13; 3 – 50.

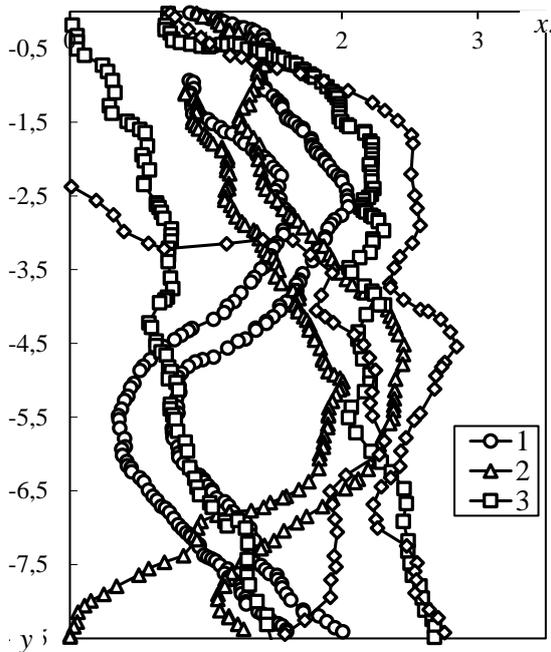


Рис. 2.15 Схема течения воды по пластине при расстоянии между лепестком и емкостью $l = 30$ мм; h , мм: 1 - 4; 2 - 6; 3 - 15; 4 - 41.

Из (рис. 2.14, рис. 2.15) видно, что площадь поверхности, покрытой водой, возрастает с увеличением уровня воды, однако, также видно, что площадь заполнения воды 4 заметно меньше чем в 3. Таким образом, для более эффективного теплообмена лучше задавать уровень воды равный 15 при расстоянии между лепестком и емкостью 30 мм.

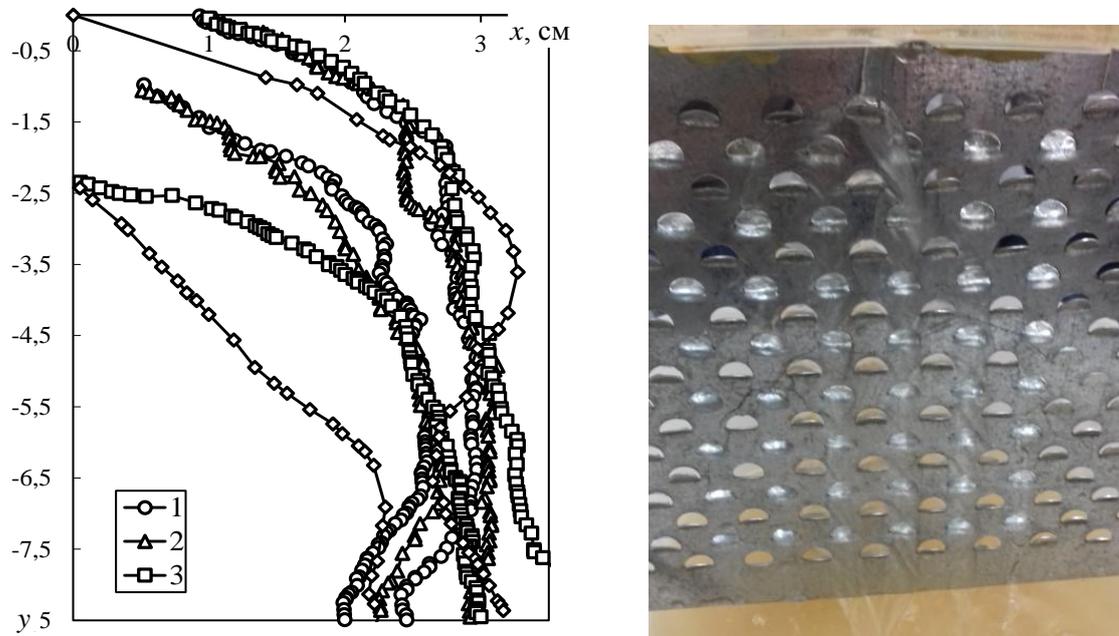


Рис. 2.16 Схема течения воды по пластине при расстоянии между лепестком и емкостью $l = 20$ мм; h , мм: 1 - 7; 2 - 9; 3 - 15; 4 - 28.

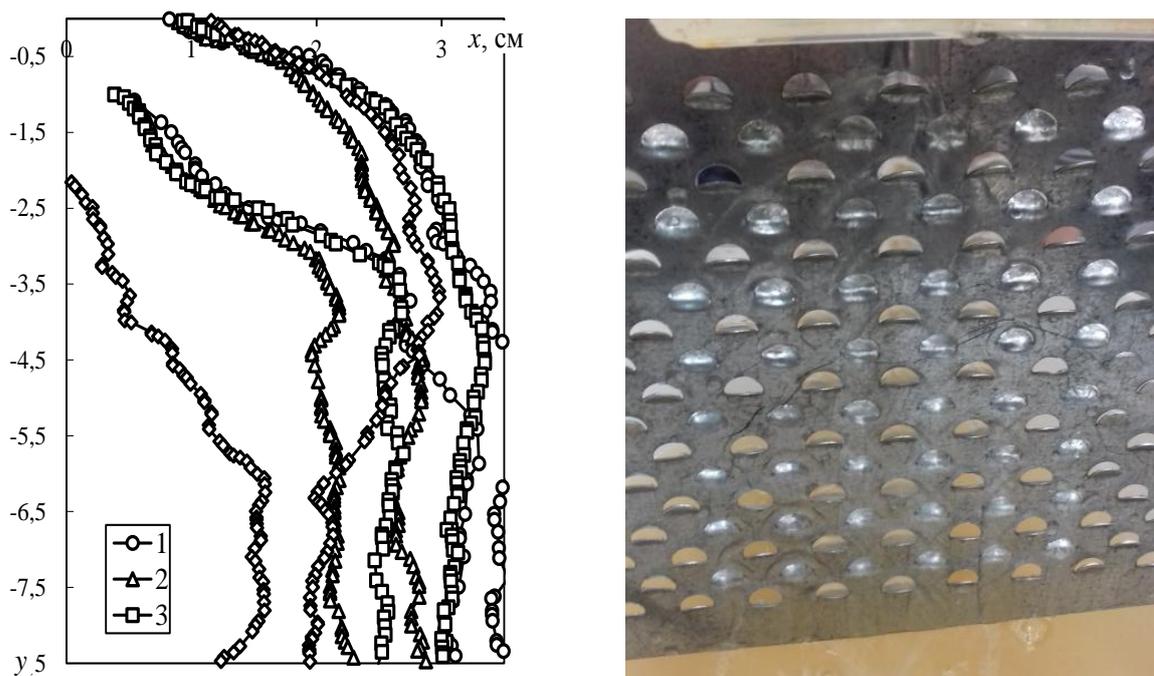


Рис. 2.17 Схема течения воды по пластине при расстоянии между лепестком и емкостью $l = 10$ мм; h , мм: 1 - 7; 2 - 10; 3 - 15; 4 - 39.

На всех представленных рисунках можно наблюдать следующую зависимость: с увеличением уровня воды в 6 раз площадь растекания воды по пластине возрастает примерно в 4 раза. Так же, стоит отметить, что с уменьшением расстояния между лепестком и источником истечения площадь растекания воды также увеличивается и по самой пластине она распределяется достаточно равномерно.

Результаты показали, что лепесток следует располагать ближе к источнику и задавать большую скорость истечения воды. В этом случае вода распределяется равномернее и занимает большую поверхность.

2.3.2 Влияние уровня воды и размера лепестков

Для исследования влияния размера лепестка на поведение воды по перегородкам, было создано несколько пластин с различным радиусом сегмента. Эксперименты проводились на перегородках с множеством лепестков. На следующих рисунках представлено распределение воды по пластине с множеством лепестков, расположенных в шахматном порядке. Ряды лепестков чередуются между собой в направлениях. Для исследования течения воды были выбраны лепестки с различными диаметрами: 20 мм, 15 мм, 10 мм.

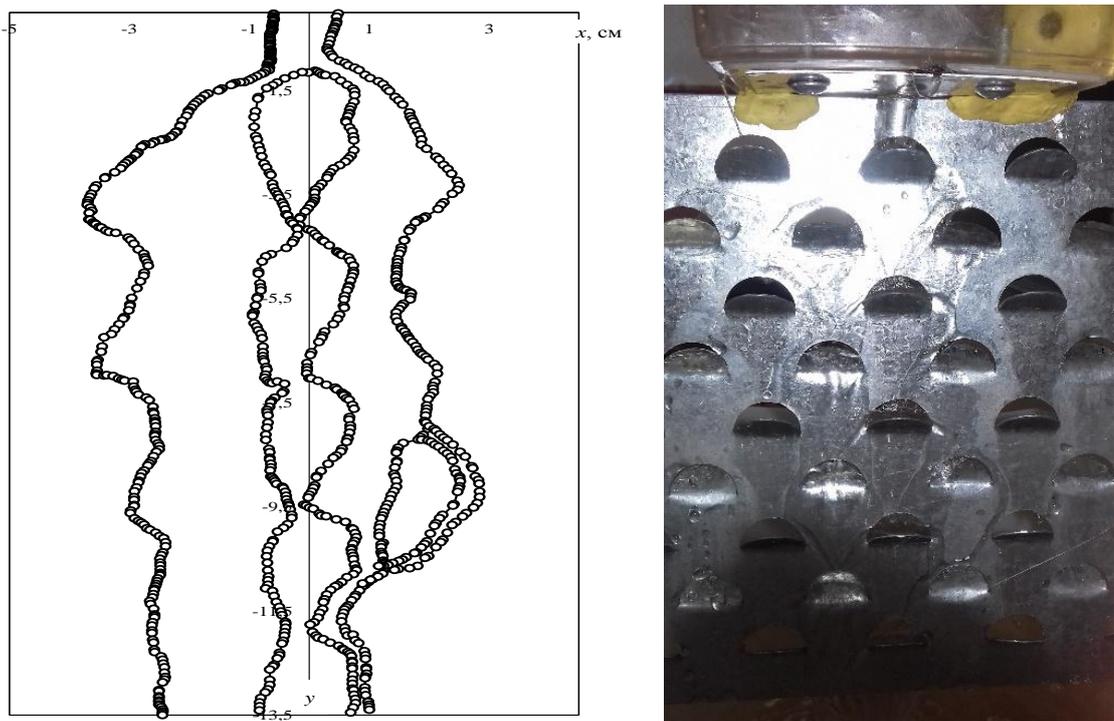


Рис. 2.18 Схема течения воды по пластине с диаметром $d_1 = 20$ мм; и уровнем воды $h = 35$ мм

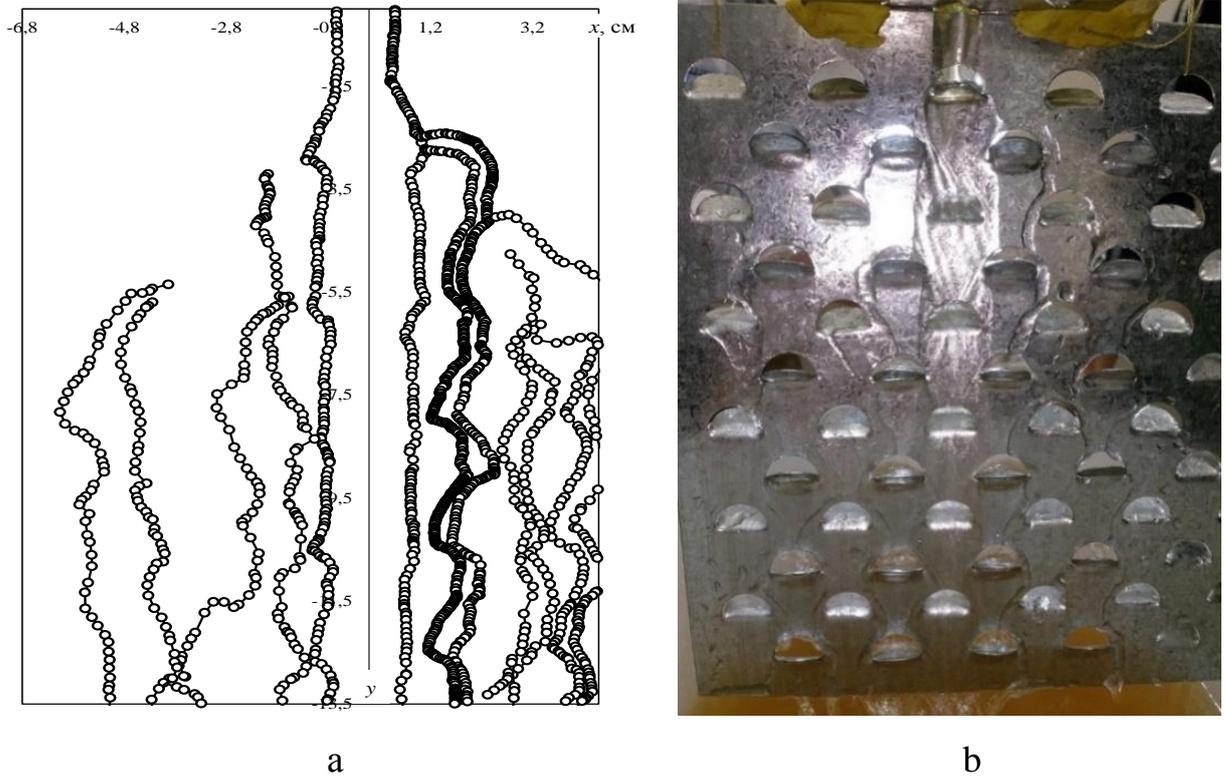


Рис. 2.19 Схема течения воды по пластине с диаметром $d_2 = 15$ мм; и уровнем воды $h = 34$ мм

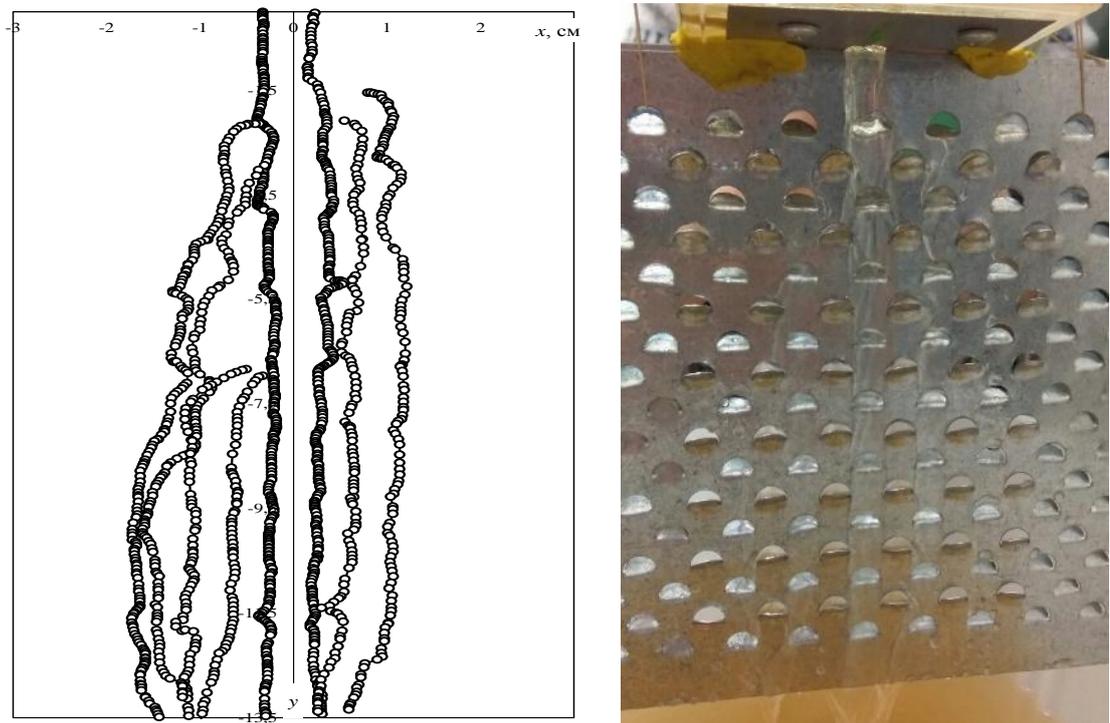


Рис.2.20 Схема течения воды по пластине с диаметром $d_3 = 10$ мм; и уровнем воды $h = 27$ мм

На представленных рисунках в графическом виде изображено движение воды по пластине, с диаметрами лепестков $d_1 = 20$ мм, $d_2 = 15$ мм, $d_3 = 10$ мм, с различным уровнем воды и соответственно различной скоростью. С

увеличением радиуса лепестка площадь поверхности воды на пластине увеличивается, образуя устойчивое пленочное течение. Однако с еще большим ростом радиуса – вода начинает проскакивать через отверстия в перегородках, не успевая сформировать пленку. В связи с этим необходимо определить оптимальный размер лепестка. При различных расходах воды – приходится подбирать соответствующий диаметр лепестка. Массообмен будет более эффективен на перегородках с лепестками диаметра 15 мм.

Также проводились исследования течения воды, изменяя ее уровень в емкости 1. Как видно из графиков, с увеличением уровня воды площадь поверхности контакта двух фаз возрастает.

Выводы по главе 2

Проведенные исследования имеют важное значение для дальнейшего подбора наиболее приемлемых размеров и геометрических форм контактных устройств, по достижению благоприятных аэродинамических условий для прохода воздуха, обеспечивается минимальная величина уноса капель. Расчеты показали, что предложенные конструкции позволяют создавать условия рациональные и перспективные для широкого спектра различных тепломассообменных процессов при обеспечении достаточно высокой эффективности и относительно небольших энергетических затратах на организацию процесса. Результаты по выявлению влияния расположения источника истечения и лепестка на гидродинамику воды показали, что лепесток следует располагать ближе к источнику и задавать большую скорость истечения воды. В этом случае вода распределяется равномернее и занимает большую поверхность. Массообмен будет более эффективен на перегородках с лепестками диаметра 15 мм.

ГЛАВА 3. ГАЗОДИНАМИКА СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ

3.1. Гидравлическое сопротивление струйно-плёночных теплообменных контактных устройств различной конструкции

Численные эксперименты проводились с технологическими параметрами аналогичными предыдущим разделам. Целью исследования являлась исследование влияния высоты сливного стакана h_1 , высоты прохода воздуха (жидкости) h и ширины сливного стакана b . В качестве жидкости использовалась вода с температурой на входе 40°C .

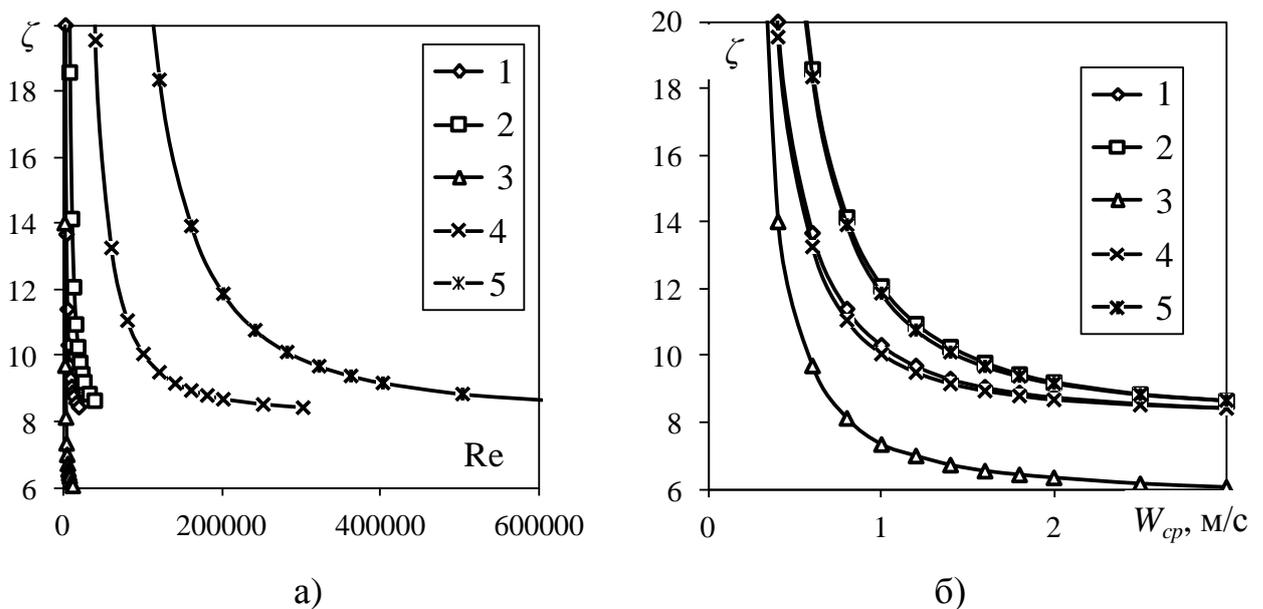


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса (а) – от среднерасходной скорости (б) – для струйно-плёночного контактного устройства с геометрическими параметрами: 1, 4 – $b = 100$ мм, $h_1 = 25$ мм, $h = 50$ мм; 2, 5 – $b = 200$ мм, $h_1 = 50$ мм, $h = 100$ мм; 3 – $b = 60$ мм, $h_1 = 30$ мм, $h = 30$ мм; 1, 2, 3 – воздух; 4, 5 – вода.

Исследования показали (рис. 3.1 а), что использование числа Рейнольдса в случае расчета гидравлического сопротивления струйно-плёночных контактных устройств не корректно. В то же время коэффициент

сопротивления изменяется по аналогичным закономерностям, если вместо числа Рейнольдса использовать среднерасходную скорость (рис. 3.1 б). Это можно объяснить преобладающим влиянием потерь энергии на деформацию потока и изменения его направления движения на потери энергии на гидравлическое трение.

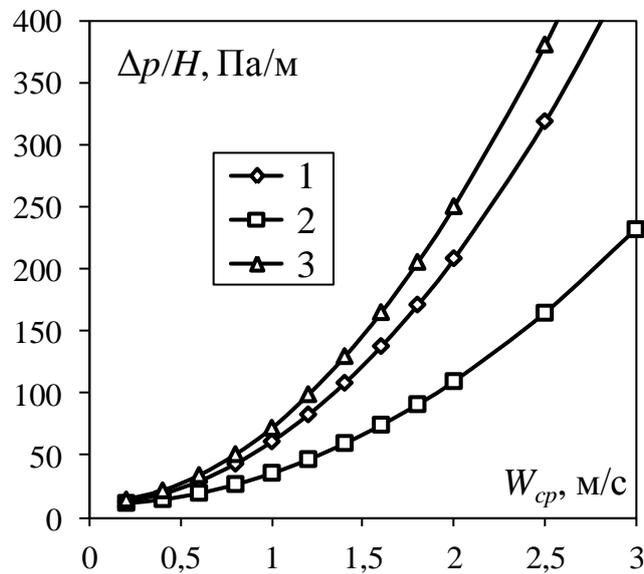


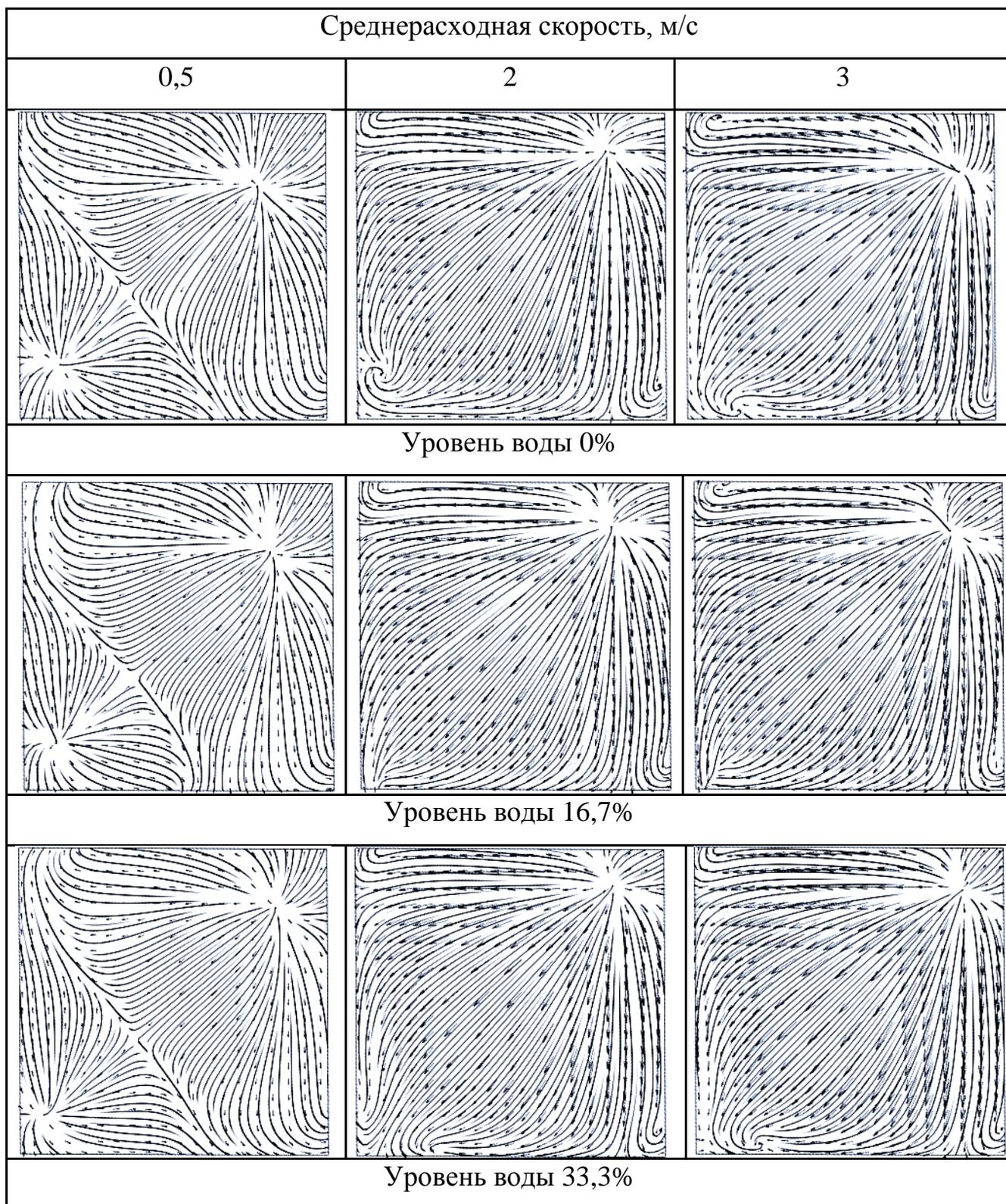
Рис. 3.2. Зависимость гидравлического сопротивления приходящегося на 1 м от среднерасходной скорости воздуха для струйно-пленочного контактного устройства с геометрическими параметрами: 1 – $b = 100$ мм, $h_1 = 25$ мм, $h = 50$ мм; 2 – $b = 200$ мм, $h_1 = 50$ мм, $h = 100$ мм; 3 – $b = 60$ мм, $h_1 = 30$ мм, $h = 30$ мм. Среда – воздух.

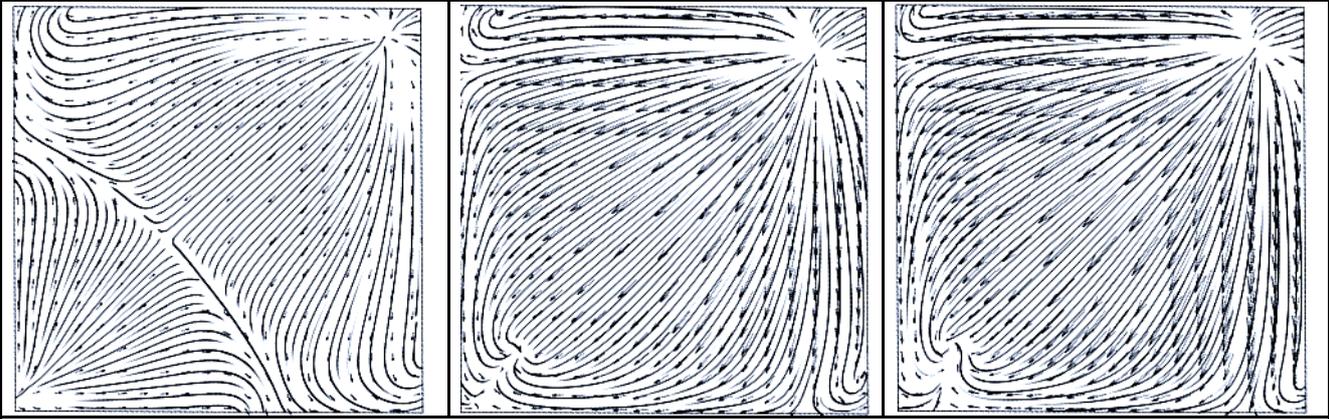
Как и ожидалось, наибольшее удельное сопротивление наблюдалось при ширине сливного стакана 100 мм и его высоте 1/4 от ширины (рис. 3.2). Увеличение ширины при таком же значении соотношения приводит к снижению гидравлического сопротивления.

Наиболее рациональным является соотношение $h_1/b = 0,5$. При нем сопротивление существенно снижается. В исследуемой области коэффициент сопротивления снижался более чем на 30%. Таким образом, в аппаратах небольшого диаметра можно рекомендовать установку струйно-пленочных контактных устройств с соотношением $h_1/b = 0,5$. В аппаратах больших размеров такое соотношение приведет к излишней металлоемкости.

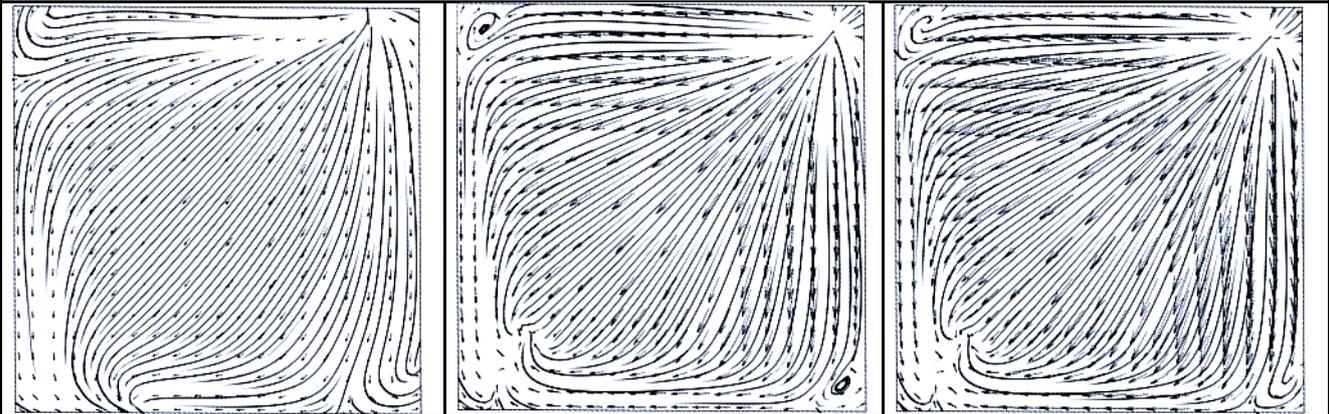
3.2. Влияние уровня воды на структуру потока воздуха и его гидравлическое сопротивление

Картина движения воздуха на свободной поверхности воды в струйно-пленочном контактном устройстве с шириной сливного стакана 60 мм и различным уровне воды в нем.

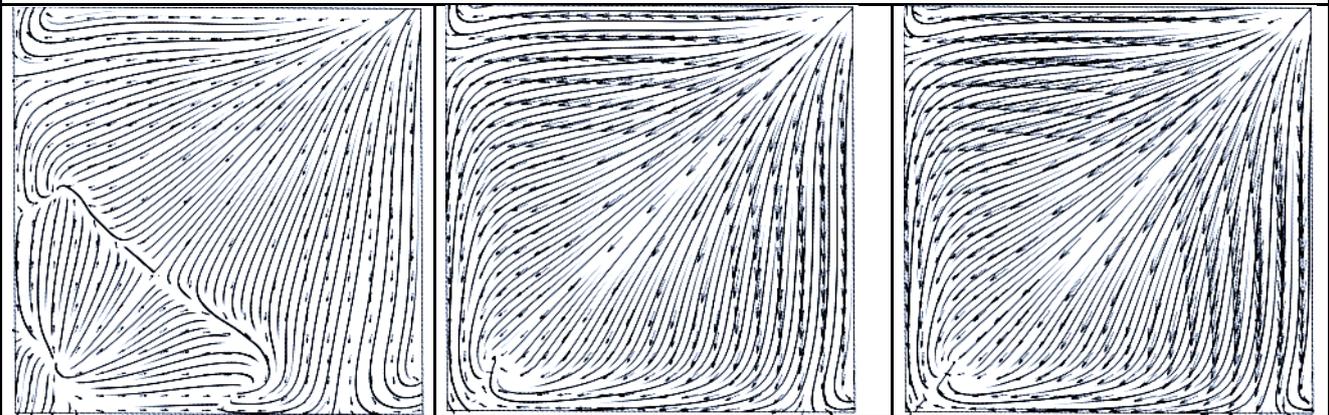




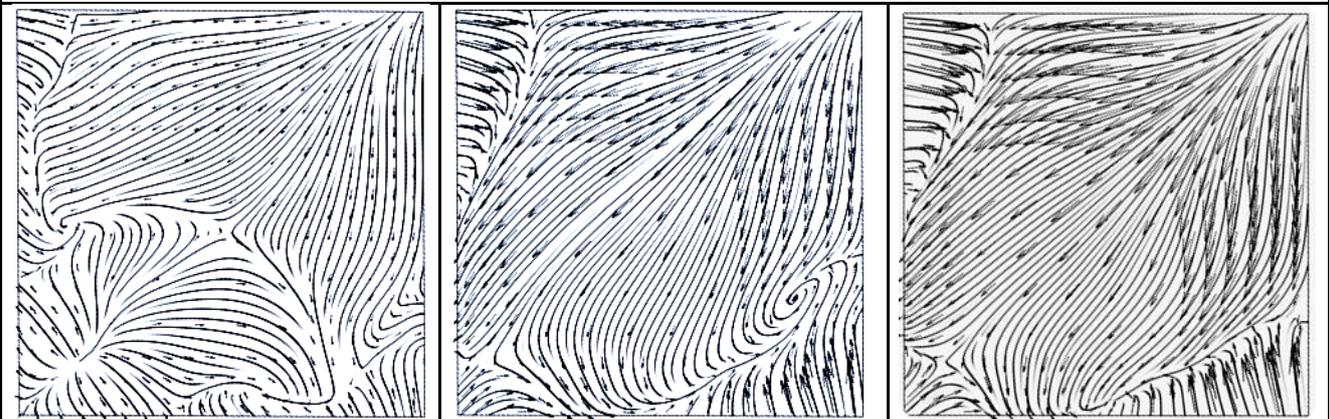
Уровень воды 50%



Уровень воды 66,7%



Уровень воды 83,3%



Уровень воды 99,7%

Исследования показали, что при среднерасходной скорости 0,5 м/с практически при любом уровне воды образуется 2 центра, в которых сходятся линии тока. Следует отметить, что при уровне воды менее 50% линия соприкосновения завихрений параллельна диагонали квадрата. При большем уровне эта линия существенно искривляется.

При значениях среднерасходных скоростей 2-3 м/с картина на поверхности практически не изменяется, причем от уровня воды также практически ничего не зависит. Наибольшие значения скоростей наблюдаются в близости от перегородок, по которым стекает пленка, следовательно, для интенсификации тепло- и массообмена необходимо направлять струи воды в область где значения скоростей меньше.

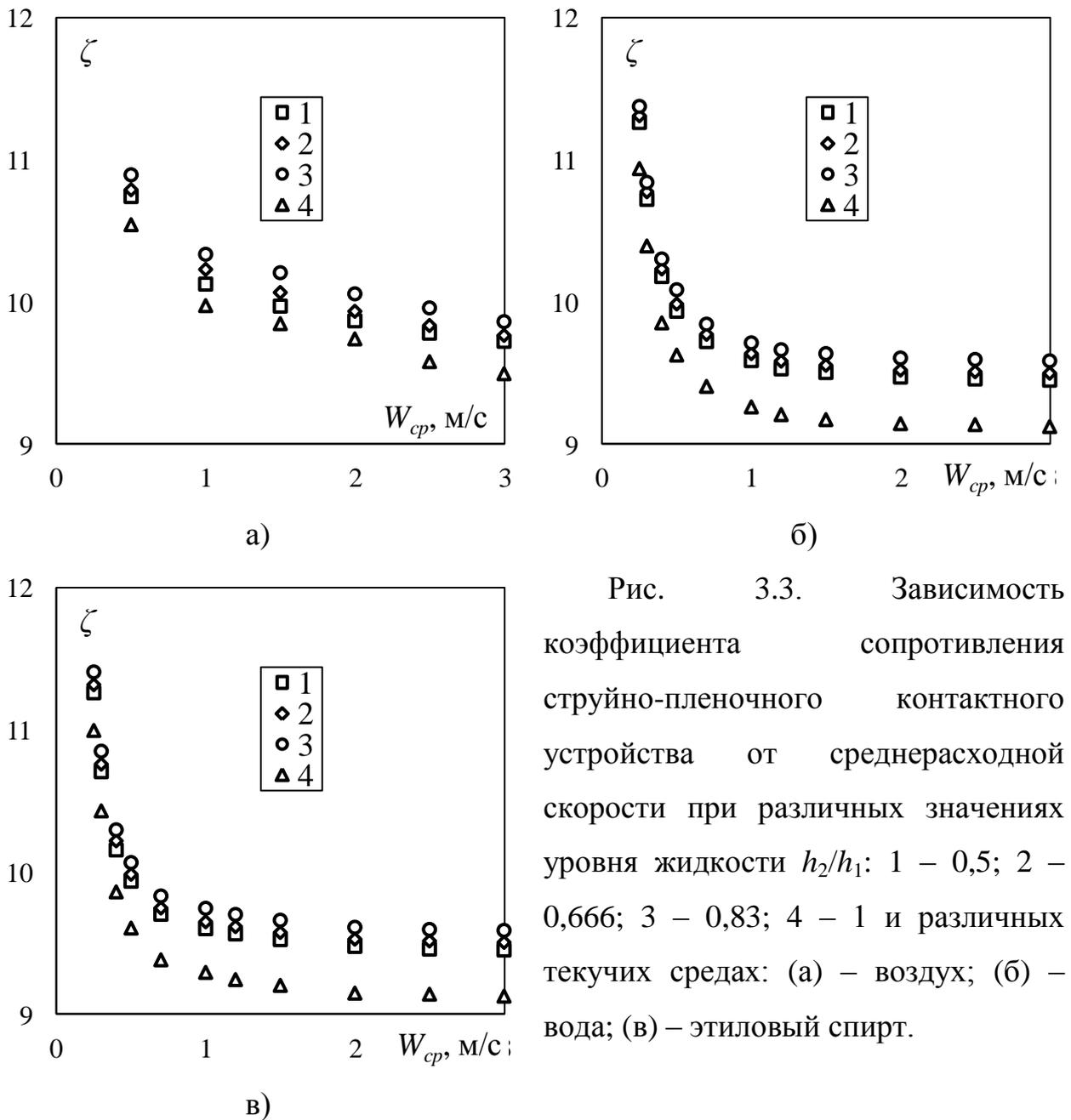


Рис. 3.3. Зависимость коэффициента сопротивления струйно-пленочного контактного устройства от среднерасходной скорости при различных значениях уровня жидкости h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1 и различных текучих средах: (а) – воздух; (б) – вода; (в) – этиловый спирт.

Так как уровень воды влияет на структуру потока логично предположить, что он будет влиять на гидравлическое сопротивление струйно-пленочного контактного устройства. В связи с этим были проведены исследования на примере течения воздуха, воды и этилового спирта. Все жидкости перемещались при температуре 20°C.

Значения коэффициента сопротивления, рассчитанного для разных текучих сред, находятся в одинаковом диапазоне (рис. 3.3). Зависимости от числа Рейнольдса не совпадают, следовательно, влияние местных сопротивлений существенно преобладает над сопротивлением за счет гидравлического трения.

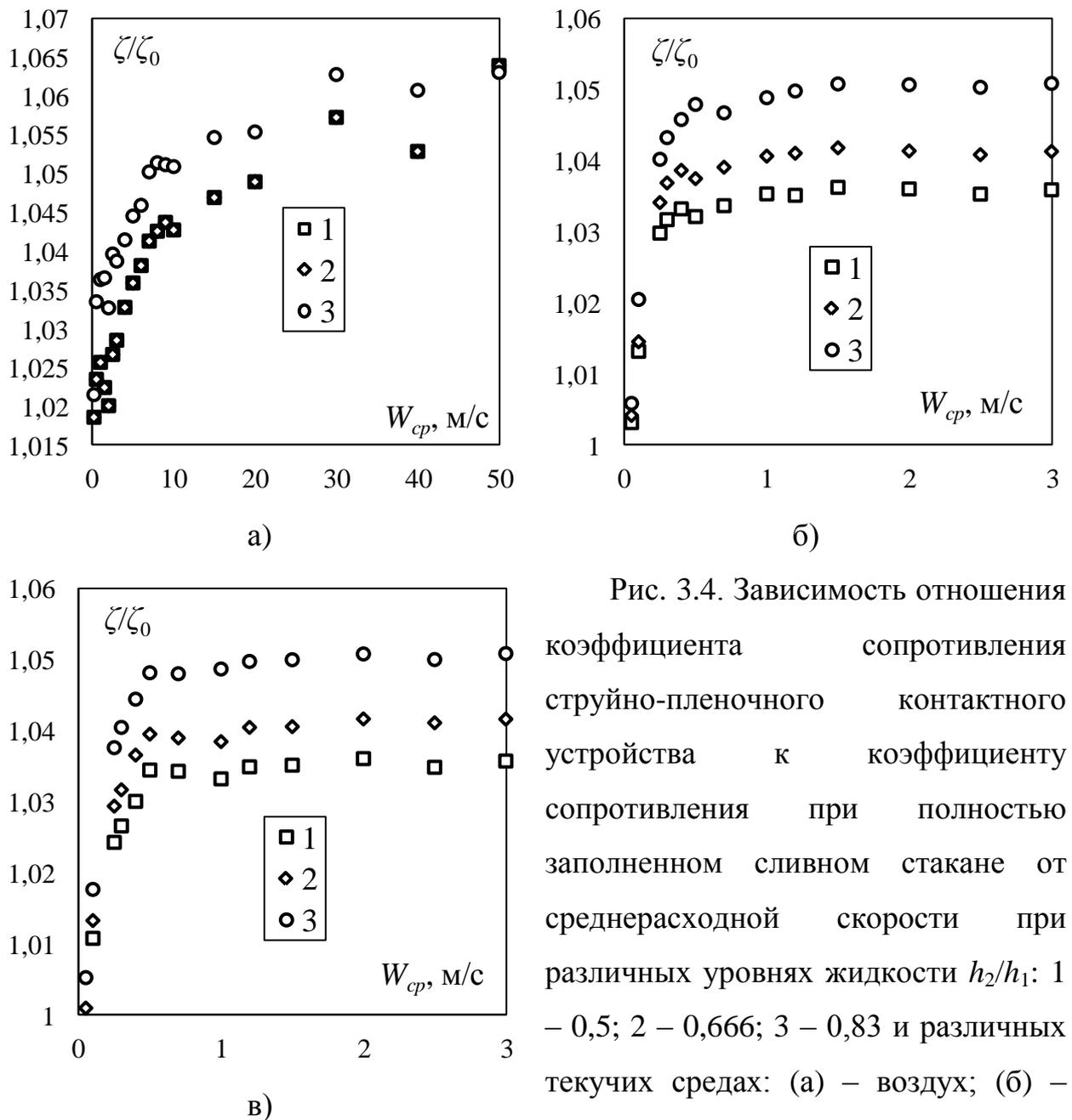


Рис. 3.4. Зависимость отношения коэффициента сопротивления струйно-пленочного контактного устройства к коэффициенту сопротивления при полностью заполненном сливном стакане от среднерасходной скорости при различных уровнях жидкости h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83 и различных текучих средах: (а) – воздух; (б) – вода; (в) – этиловый спирт.

Минимальное гидравлическое сопротивление наблюдается при наибольшем уровне в сливных стаканах струйно-пленочного контактного устройства (рис. 3.4). Увеличение сопротивления при турбулентном режиме не более чем на 6,5%. В ламинарном режиме зависимость сопротивления от уровня жидкости выражена очень слабо, в пределах погрешности расчетов. Такой зависимости в явном виде обнаружено не было. Предлагается в расчетах увеличивать гидравлическое сопротивление на 6%, так как именно на эту величину увеличивается коэффициент гидравлического сопротивления при скоростях до 30 м/с.

3.3 Экспериментальное исследование эффективности охлаждения оборотной воды в струйно-пленочных теплообменниках контактных устройствах

Об энергетических затратах устройства можно говорить по его гидравлическому сопротивлению при продувке воздухом без орошения водой. Такую насадку принято называть сухой [76]. Гидравлическое сопротивление сухой насадки в зависимости от конструктивных особенностей каждого оросителя определяется экспериментально.

Потери давления по высоте можно вычислить, используя формулу Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta p = \zeta \frac{H}{b} \cdot \frac{\rho w^2}{2}, \quad (0.22)$$

где ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления; H – высота устройства, м; b – сторона основания сливного стакана контактного устройства, м; ρ – плотность воздуха, кг/м³; w – скорость потока воздуха, м/с.

Было сделано предположение о том, что гидравлическое сопротивление струйно-пленочных теплообменников контактных устройств возможно с достаточной точностью рассчитать без применения программных пакетов. Конструкция струйно-пленочных контактных устройств подробно рассмотрена в работе [77]. Расчеты проводились на основе формул, представленных в справочнике [78].

Если рассмотреть конструкцию струйно-пленочных контактных устройств как совокупность расширений и сужений, то коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении рассчитывается по формуле:

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (0.23)$$

где, $S_1 = b^2$, $S_2 = 2b^2$ – площадь сечения контактного устройства в сужении и в расширении, соответственно, m^2 .

Коэффициент местного сопротивления при резком сужении:

$$\zeta_{pc} = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right), \quad (0.24)$$

Таким образом, для предлагаемых струйно-пленочных контактных устройств можно записать $\zeta_{pp} = \zeta_{pc} = 0,25$.

Потери давления на выбранном участке конструкции можно определить:

$$\Delta p = \zeta_m \frac{\rho w^2}{2} n + \rho g H, \quad (0.25)$$

где, $\zeta_m = \zeta_{pp} + \zeta_{pc} = 0,5$; n – число сужений и расширений на участке конструкции высотой H ; g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

Коэффициент сопротивления участка струйно-пленочного контактного устройства высотой H определится:

$$\zeta_1 = b \left(\frac{n}{2H} + \frac{2g}{w^2} \right), \quad (0.26)$$

Расчеты показали, что максимальная погрешность в модели совокупности сужений и расширений составляет 19,8%, средняя – 10,4%. Сравнительный график между численным экспериментом и расчетными данными представлен на (Рис. 3.5).

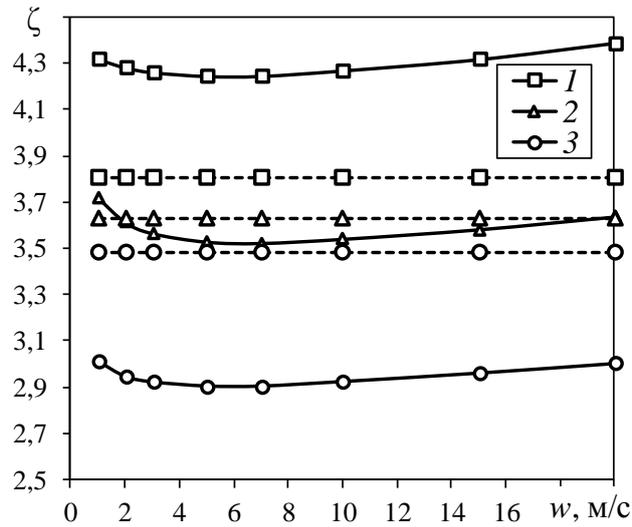


Рис. 3.5 Зависимость коэффициента сопротивления от скорости на входе в модели совокупности сужений и расширений при $b = 0,1$ м; H , м: 1 – 0,325; 2 – 0,36; 3 – 0,395; высота вертикальной стенки сливного стакана h_1 , м: 1 – 0,01; 2 – 0,02; 3 – 0,03. Значения, полученные при моделировании потока в программном комплексе, обозначены на рисунке сплошными линиями; данные, полученные после расчетов – штриховые

Рассмотрим конструкцию как совокупность поворотов на 180° . При повороте потока на 180° коэффициент местного сопротивления трубы определяется по формуле:

$$\zeta_m = A_1 B_1 C_1, \quad (0.27)$$

где $A_1 = \left(0,7 + 0,35 \frac{\alpha}{90}\right)$ – коэффициент, учитывающий влияние угла δ

изогнутости отвода; $\alpha = 180^\circ$; $B_1 = 0,21 \left(\frac{4h}{b + h_1}\right)^{2,5}$ – коэффициент,

учитывающий влияние относительного радиуса закругления отвода; C_1 – коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения отвода, при круглом сечении $C_1 = 1$; h – расстояние между ступенями струйно-пленочного контактного устройства, м; h_1 – высота вертикальной стенки сливного стакана, м.

Коэффициент сопротивления при повороте на 180° для рассматриваемой конструкции:

$$\zeta_m = 0,0294 \left(\frac{4h}{b+h_1} \right)^{2,5}, \quad (0.28)$$

Коэффициент сопротивления участка струйно-пленочного контактного устройства высотой H находим по формуле:

$$\zeta_2 = b \left(0,0294 \left(\frac{4h}{b+h_1} \right)^{2,5} \frac{n}{H} + \frac{2g}{w^2} \right), \quad (0.29)$$

где n – число поворотов на 180° на участке конструкции высотой H .

Расчеты показали, что максимальная погрешность в модели совокупности поворотов составляет 21%, средняя – 13%. Сравнительный график между численным экспериментом и расчетными данными представлен на Рис. 3.6

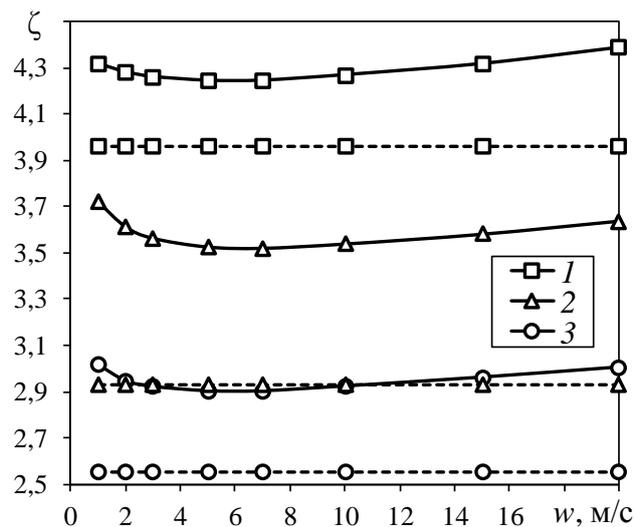


Рис. 3.6 Зависимость коэффициента местного сопротивления от скорости в модели совокупности поворотов при $b = 0,1$ м; H , м: 1 – 0,325; 2 – 0,36; 3 – 0,395; h_1 , м: 1 – 0,01; 2 – 0,02; 3 – 0,03. Значения, полученные при моделировании потока в программном комплексе, обозначены на рисунке сплошными линиями; данные, полученные после расчетов – штриховые

При представлении конструкции как совокупности диафрагм, коэффициент сопротивления одной ступени может быть определен по формуле:

$$\zeta_m = \varphi \left(\frac{1}{2} \right)^{0,75} + \left(\frac{1}{2} \right)^2 + 2\varphi^{0,5} \tau \left(\frac{1}{2} \right)^{1,375} + \frac{\lambda}{b}, \quad (0.30)$$

$$\text{где } \varphi = 0,03 + 0,47 \exp\left(-17,73 \frac{h}{b}\right); \quad \tau = 10^{-\delta} \left(2,4 - \frac{h}{b}\right); \quad \delta = 0,25 + \frac{0,535 \left(\frac{h}{b}\right)^8}{0,05 + \left(\frac{h}{b}\right)^7}$$

Тогда, коэффициент сопротивления участка струйно-пленочного контактного устройства высотой H находим по формуле:

$$\zeta_3 = b \left(\zeta_m \frac{n}{H} + \frac{2g}{w^2} \right), \quad (0.31)$$

Расчеты показали, что максимальная погрешность в модели совокупности диафрагм составляет 11%, средняя – 5,4%. Сравнительный график между численным экспериментом и расчетными данными представлен на Рис. 3.7

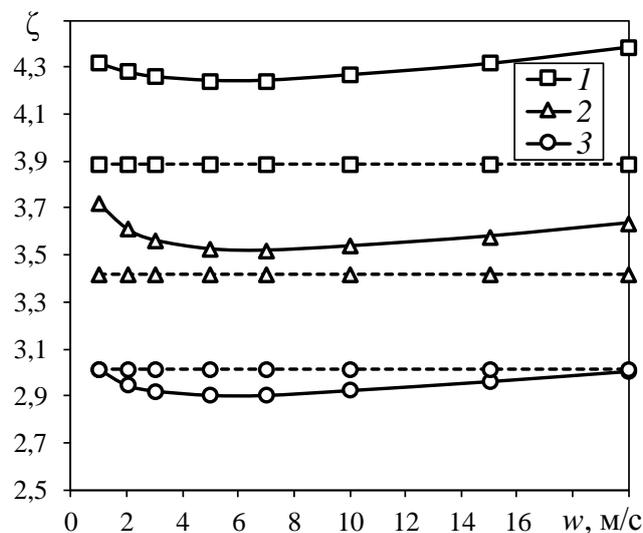


Рис. 3.7 Зависимость коэффициента местного сопротивления от скорости в модели совокупности диафрагм при $b = 0,1$ м; H , м: 1 – 0,325; 2 – 0,36; 3 – 0,395; h_1 , м: 1 – 0,01; 2 – 0,02; 3 – 0,03.

Значения, полученные при моделировании потока в программном комплексе, обозначены сплошными линиями; данные, полученные после расчетов – штриховые.

На (рис.3.5 – рис. 3.7) в графическом виде представлены значения гидравлического сопротивления, полученные при моделировании потока в

программном комплексе, в сравнении со значениями расчетов, полученных при рассмотрении конструкции контактного устройства как совокупности различных местных сопротивлений. Сравнение результатов исследования показало, что рассчитать гидравлическое сопротивление струйно-пленочного контактного устройства возможно без использования трехмерного моделирования в программных пакетах. Конструкцию следует рассматривать как совокупность диафрагм, так как отклонение в этом случае не превышает 11%, что вполне приемлемо для инженерного расчета.

3.4. Определение высоты сливных стаканов

При проектировании струйно-пленочных контактных устройств возникает вопрос, связанный с высотой сливных стаканов. В связи с этим были проведены исследования для выявления минимального значения этой высоты. Исследования проводились в программном пакете ANSYS FLUENT. Были созданы три твердотельных трехмерные модели высотой 325 мм, 360 мм и 395 мм. В каждом случае имелись 3 ступени контакта фаз. Ширина сливных стаканов b не менялась и была равной 100 мм. Высота сливных стаканов h_1 задавалась 10 мм, 20 мм и 30 мм. Высота ступени рассчитывалась по соотношению:

$$h_{cm} = b + h_1. \quad (0.32)$$

Для расчетов использовалась SST-модель турбулентности, так как она показала удовлетворительную сходимость с физическими экспериментами, проведенными в более ранних исследованиях. В качестве текучей среды принимался воздух с температурой 20°C.

В результате численного эксперимента выявлено, что высота сливного стакана достаточно существенно влияет на гидравлическое сопротивление струйно-пленочных контактных устройств (рис. 3.8). Значения коэффициента сопротивления снижались примерно в 1,5 раза при увеличении высоты сливного стакана в 3 раза (рис. 3.9), причем они практически не зависели от скорости движения воздуха. Отклонение при осреднении составили не более 1,9% для всех случаев.

Дальнейшие исследования показали, что зависимость коэффициента сопротивления от высоты стаканов линейная. Достоверность аппроксимации составила 0,9992 (рис. 3.10).

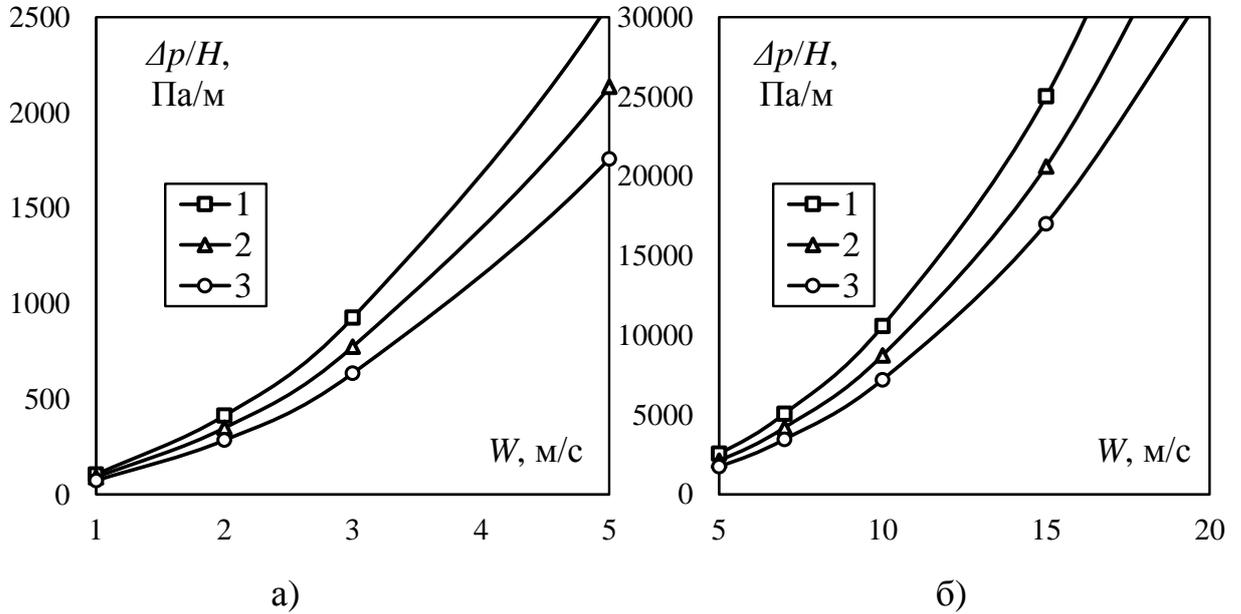


Рис. 3.8. Зависимость приведенного на единицу высоты контактного устройства гидравлического сопротивления от фиктивной скорости. (а) – аппараты средней интенсивности взаимодействия фаз, (б) – аппараты с высокой интенсивностью взаимодействия фаз. h_1 , мм: 1 – 10, 2 – 20, 3 – 30.

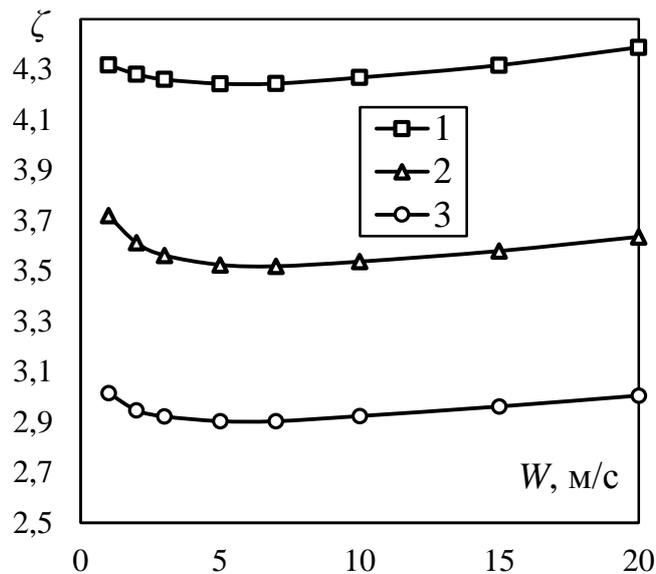


Рис. 3.9. Зависимость коэффициента сопротивления от фиктивной скорости. h_1 , мм: 1 – 10, 2 – 20, 3 – 30.

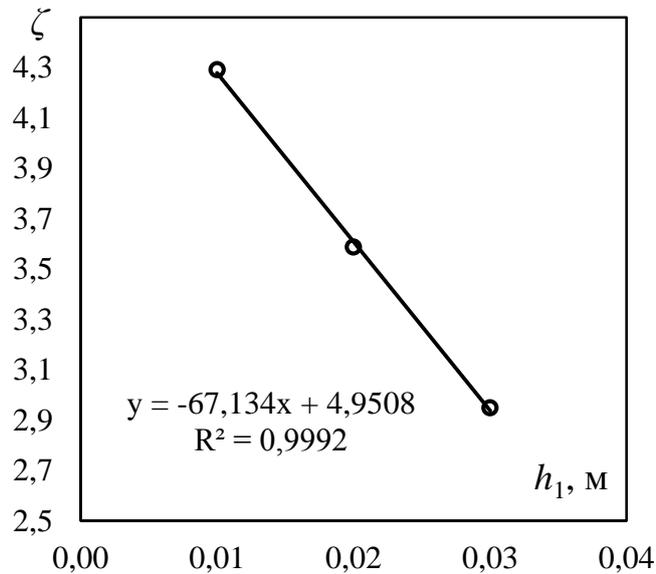


Рис. 3.10. Зависимость коэффициента сопротивления от высоты стаканов струйно-пленочных контактных устройств h_1 .

Зависимость коэффициента сопротивления от высоты стаканов запишется:

$$\zeta = -67,134h_1 + 4,9508. \quad (0.33)$$

Для исключения барботажа в сливных стаканах необходимо выполнение условия:

$$\rho_L g h_1 \geq \zeta \frac{b \rho_G W_0^2}{h_1 2}. \quad (0.34)$$

Условие (0.34) с учетом (0.33) примет вид:

$$\frac{h_1^2}{4,9508 - 67,134h_1} \geq \frac{b \rho_G W_0^2}{\rho_L 2g}. \quad (0.35)$$

Рассматривая предельный случай, условие (0.35) становится обычным квадратным уравнением с двумя корнями. Зависимость существенного корня от ширины сливного стакана представлена на (рис. 3.11) Из этого графика следует, что при малых скоростях высота сливных стаканов не высокая и очень слабо меняется с ростом его ширины. В тоже время при больших скоростях колебания значений высоты сливных стаканов весьма существенны. Например, при среднерасходной скорости 10 м/с рост значения ширины сливного стакана с 50 мм до 300 мм приводит к увеличению его высоты в 1,5 раза.

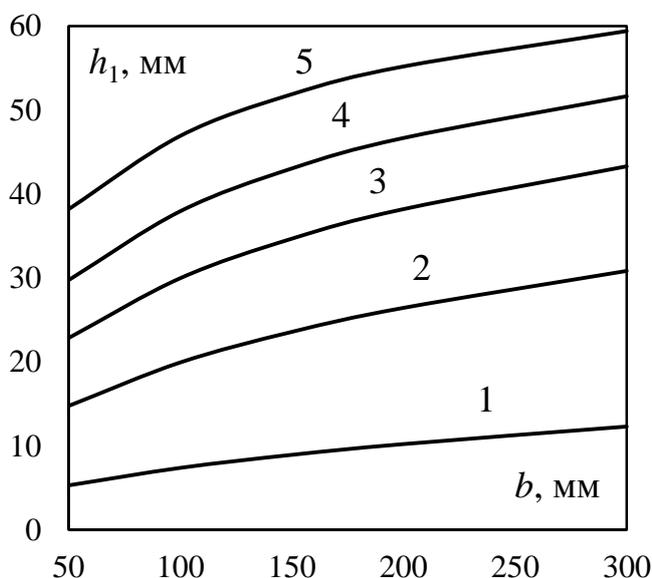


Рис. 3.11. Зависимость высоты стаканов струйно-пленочных контактных устройств h_1 от их ширины b . W , м/с: 1 – 1, 2 – 3, 3 – 5, 4 – 7, 5 – 10.

Следовательно, для процессов с высокими скоростями необходимо создавать струйно-пленочные контактные устройства с малыми значениями ширины сливных стаканов.

Выводы по главе 3

Значения коэффициента сопротивления, рассчитанного для разных текучих сред, находятся в небольшом интервале значений. Сравнение результатов исследования показало, что рассчитать гидравлическое сопротивление струйно-пленочного контактного устройства возможно без использования трехмерного моделирования в программных пакетах. Конструкцию следует рассматривать как совокупность диафрагм, так как отклонение в этом случае не превышает 11%, что вполне приемлемо для инженерного расчета. В результате численного эксперимента выявлено, что высота сливного стакана достаточно существенно влияет на гидравлическое сопротивление струйно-пленочных контактных устройств. Значения коэффициента сопротивления снижались примерно в 1,5 раза при увеличении высоты сливного стакана в 3 раза, причем они практически не зависели от скорости движения воздуха. Отклонение при осреднении составило не более 1,9% для всех случаев. При малых скоростях высота сливных стаканов не высокая и очень слабо меняется с ростом его ширины. В тоже время при больших скоростях колебания значений высоты сливных стаканов весьма существенны.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВАХ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ ТЕЧЕНИЕМ

4.1 Критериальные зависимости для расчета средних коэффициентов теплоотдачи капель, последовательно падающих в потоке воздуха при различных углах атаки воздушного потока

Исследования проводились в программном пакете SolidWorks Flow Simulations.

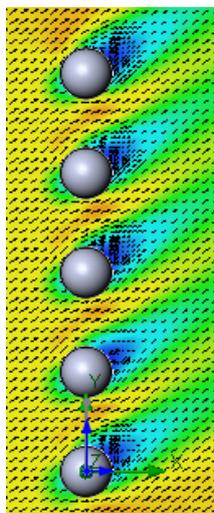


Рис. 4.1. Визуализация обтекания капель.

Влияние возмущения потока газа от одной капли на другую наглядно показано на Рис. 4.1. Очевидно, что влияние на структуру потока изменит условия теплоотдачи и массоотдачи. В связи с этим необходимы зависимости учитывающие обтекания потоком воздуха ряда капель.

На (рис. 4.2 (а)) заметно, что коэффициент теплоотдачи может стать больше на 15% при расстоянии между каплями равным двум диаметрам этих капель. При увеличении расстояния между каплями снижается влияние предыдущих капель на последующие (рис. 4.2 (б)), а число Нуссельта меняется не более чем на 5%. Однако при обтекании капель под углом 90° число Нуссельта существенно снижается во всем диапазоне изменения исследуемых параметров.

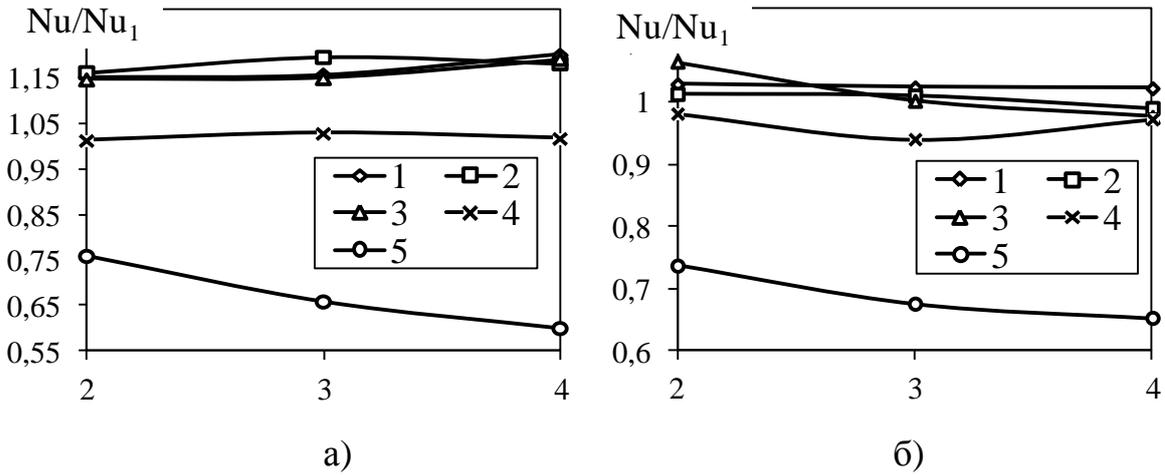
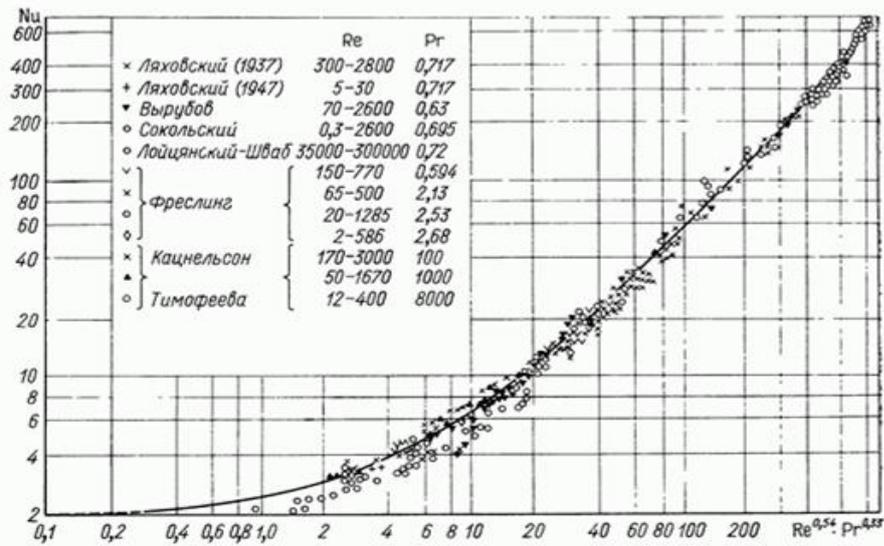
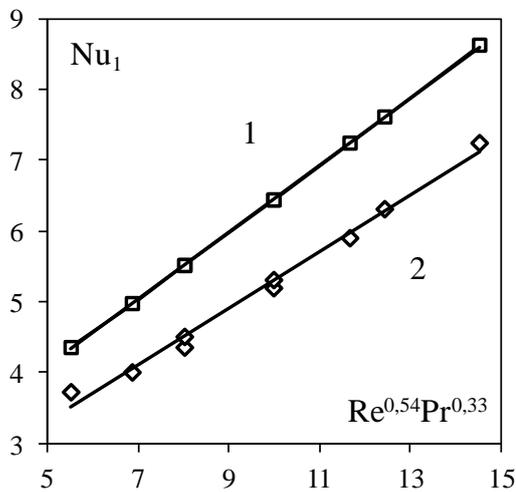


Рис. 4.2. Зависимость изменения отношения осредненного числа Нуссельта к числу Нуссельта рассчитанного для одиночной капли от угла атаки воздушного потока: (а) расстояние между каплями равно $1,5a$, (б) расстояние между каплями равно $2a$. Угол атаки: 1 – 0° ; 2 – 30° ; 3 – 45° ; 4 – 60° ; 5 – 90° .



а)



б)

Рис. 4.3. Зависимость числа Нуссельта для одиночной капли от параметра $Re^{0.54} Pr^{0.33}$. (а) – данные авторов Б.Д. Кацнельсона и Ф.А. Тимофеевой-Агафоновой; (б) – данные расчета в программном пакете.

Сравнения с экспериментальными данными Б.Д. Кацнельсона и Ф.А. Тимофеевой-Агафоновой были проведены для проверки адекватности исследований. Расхождение получилось не более 25%, что является приемлемым для расчетов. Однако при сравнении с данными других авторов (С.И. Исатаев, З.Ж. Жанабаев, З.С. Леонтьева, И.П. Басина и И.А. Максимов) погрешность была существенно меньше (Рис. 4.3 б).

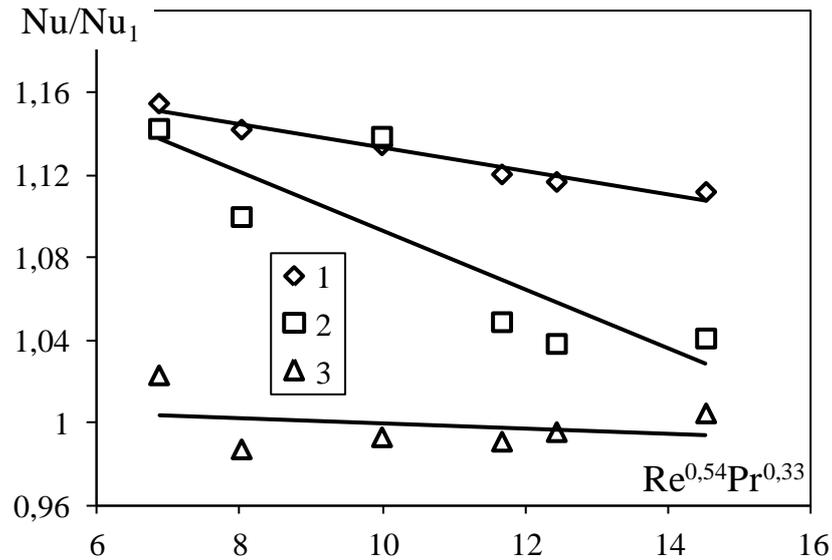


Рис. 4.4. Зависимость изменения отношения осредненного числа Нуссельта к числу Нуссельта рассчитанной для одиночной капли от значения $Re^{0,54}Pr^{0,33}$. Расстояние между центрами капель l_a : 1 – $1,5a$; 2 – $1,75a$; 3 – $2a$.

На (рис. 4.4) заметно, что при расстоянии $l_a = 2a$ и более коэффициент теплоотдачи можно рассчитывать, для одиночной капли, так как возмущение потока газа от одной капли не влияет на другую. При меньших расстояниях увеличение коэффициента может достигать 16%. Наибольшее увеличение приходится на наименьшее значение произведения $Re^{0,54}Pr^{0,33}$.

4.2 Определение коэффициента теплоотдачи от свободной поверхности струйно-пленочного элемента к потоку газа

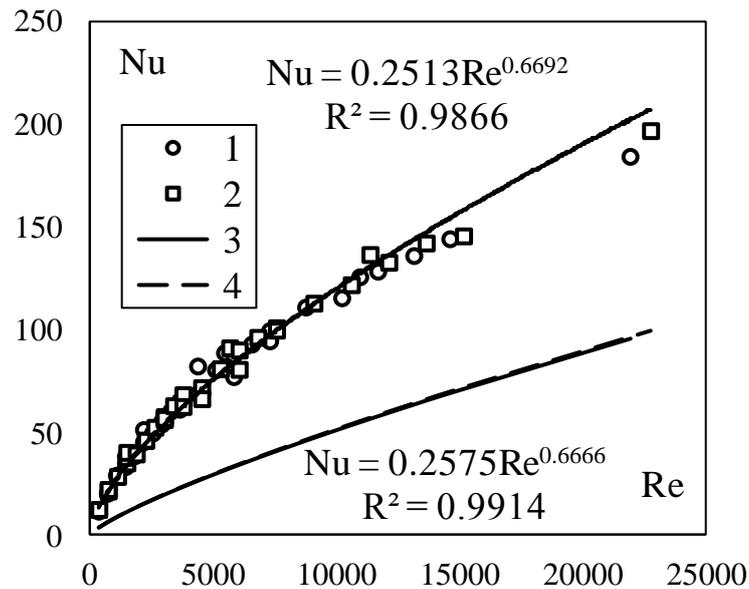


Рис. 4.5. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при турбулентном режиме движения газов. 1 – воздух, 2 – азот, 3, 4 – расчет по уравнению для теплоотдачи при обтекании пластины, представленному в работе [79] $Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{0,4}$ для воздуха и азота соответственно.

Как видно из (рис. 4.5) данные существенно расходятся, поэтому использовать классические уравнения в случае расчета теплообмена на свободной поверхности жидкости не корректно. Следовательно, необходимо получение уравнений, позволяющих производить расчеты с достаточной точностью.

4.3 Определение коэффициента теплоотдачи от свободной поверхности струйно-пленочного элемента к потоку газа при различном уровне жидкости

Исследования проводились при температуре текучей среды 20°C , температуре стенки 40°C . В качестве жидкостей использовались вода и этиловый спирт. Выбор текучих сред был обусловлен различными значениями числа Прандтля. Ширина сливного стакана составляла 60 мм, задачи исследования входило: выбор характерного линейного уравнения в критериальном уравнении для расчета теплоотдачи; подбор наиболее точно

описывающего процесс теплоотдачи в данных условиях критериального уравнения; оценка влияния уровня жидкости в сливном стакане струйно-пленочного контактного устройства на теплоотдачу от свободной поверхности жидкости.

Было выявлено, что наиболее подходящий линейный размер – ширина сливного стакана. При подстановке значения этого размера зависимости чисел Нуссельта от числа Рейнольдса, для исследуемых текучих сред, наиболее близко расположены.

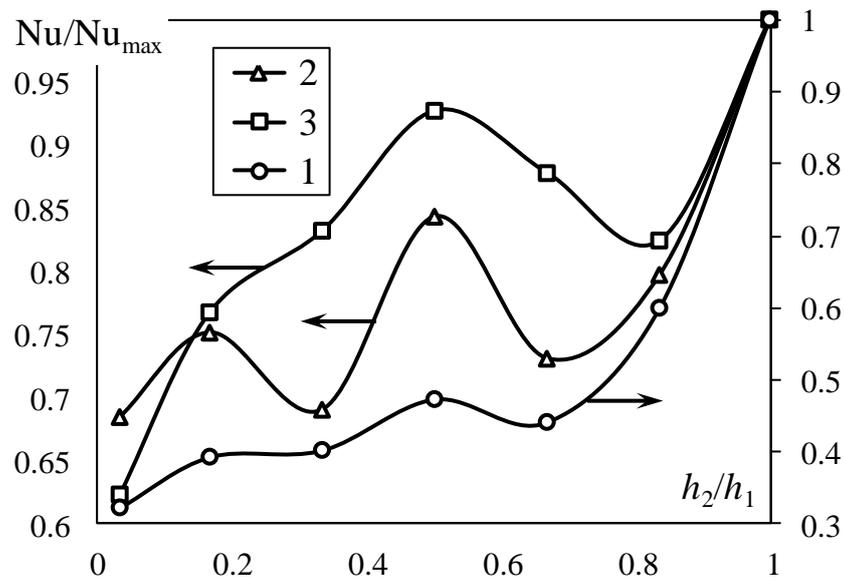


Рис. 4.6. Зависимость изменения отношения числа Нуссельта от уровня жидкости, Re: 1 – 1897, 2 – 7589, 3 – 11383. Текучая среда – воздух.

Выявлено, что максимальное значение числа Нуссельта, при любых значениях числа Рейнольдса наблюдается при полностью заполненном сливном стакане (Рис. 4.6). При понижении уровня число Нуссельта существенно снижается. При малых значениях числа Рейнольдса снижение может достигать до 70% при минимальном уровне, а при больших числах Рейнольдса снижение до 40%. Следует отметить, что при отсутствии уровня жидкости струйно-пленочные устройства не эксплуатируются, поэтому возможное реальное снижение числа Нуссельта 30-50%.

Такое высокое снижение числа Нуссельта объясняется изменением структуры потока газа. При совпадении уровня жидкости и высоты стенки сливного стакана скорости газа, в непосредственной близости от жидкости,

имеют максимальные значения. С уменьшением уровня жидкости основной поток газа устремляется вверх. Вблизи жидкости образуются вихри, которые создаются и поддерживаются основным потоком. Скорость в вихрях намного меньше среднерасходной. Следует отметить, что при уровне жидкости 50% наблюдается достаточно очевидное увеличение числа Нуссельта. Вероятнее всего это происходит из-за того, что геометрия устройства образует два вихря, вращающихся друг напротив друга. При отклонении уровня от 50% эти вихри теряют круглую форму, что снижает их интенсивность и, как следствие, скорость газа относительно поверхности.

Классическое уравнение для расчета теплоотдачи от пластины к жидкости в принципе дает относительно точные результаты. Для возможного увеличения точности расчетов был проведен подбор множителя и показателей степени в критериальном уравнении:

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (0.36)$$

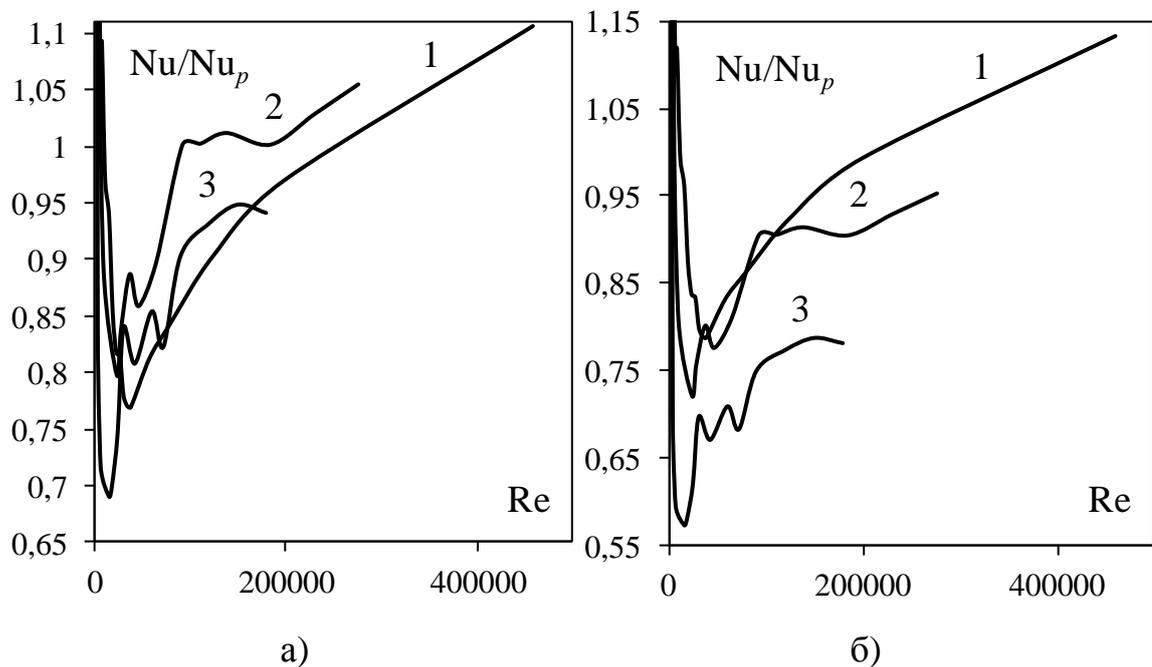


Рис. 4.7. Зависимость отношения числа Нуссельта рассчитанного на основе численного эксперимента к числу Нуссельта рассчитанного по классическому уравнению от числа Рейнольдса. (а) – показатель степени 0,33; (б) – показатель степени 0,4. Текущая среда: 1 – воздух, 2 – вода, 3 – этиловый спирт.

С этой целью были проведены исследования для выявления наиболее полного значения числа Pr .

Было выявлено, что при замене показателя степени 0,4 на значение 0,33 точность повышается (рис. 4.7).

Сопоставление данных при полученных показателях степени 0,33 представлено на (рис. 4.8).

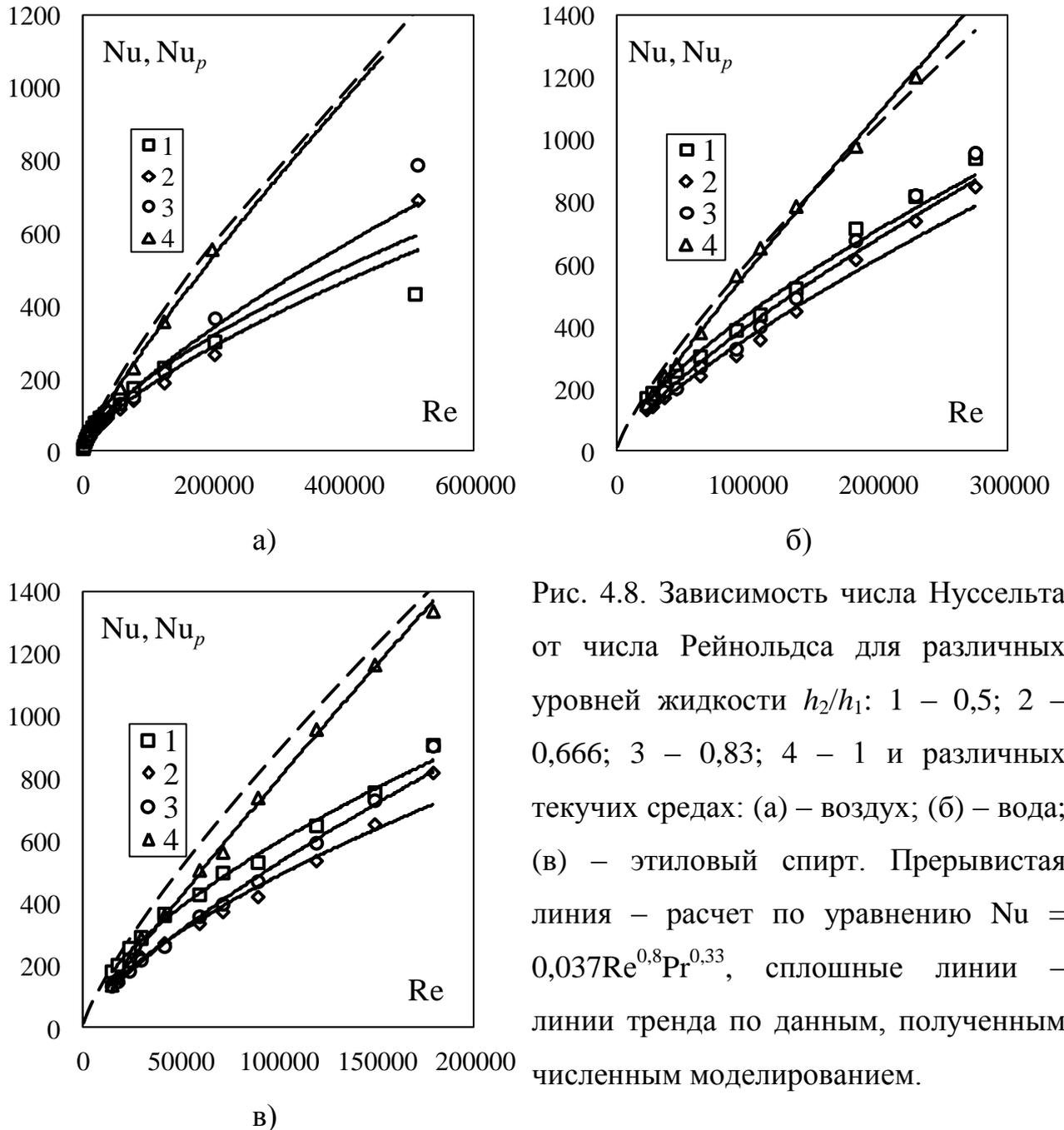


Рис. 4.8. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса для различных уровней жидкости h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1 и различных текучих средах: (а) – воздух; (б) – вода; (в) – этиловый спирт. Прерывистая линия – расчет по уравнению $Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{0,33}$, сплошные линии – линии тренда по данным, полученным численным моделированием.

Из (рис. 4.9) следует, что уточненное уравнение достаточно адекватно описывает процесс теплообмена от свободной поверхности к текучей среде. Отклонение составляет не более 10%. Снижение уровня жидкости приводит

к уменьшению числа Нуссельта для всех исследуемых текучих средах во всех диапазонах чисел Нуссельта. Явной корреляции числа Нуссельта от уровня жидкости не прослеживается, поэтому получить зависимость весьма затруднительно.

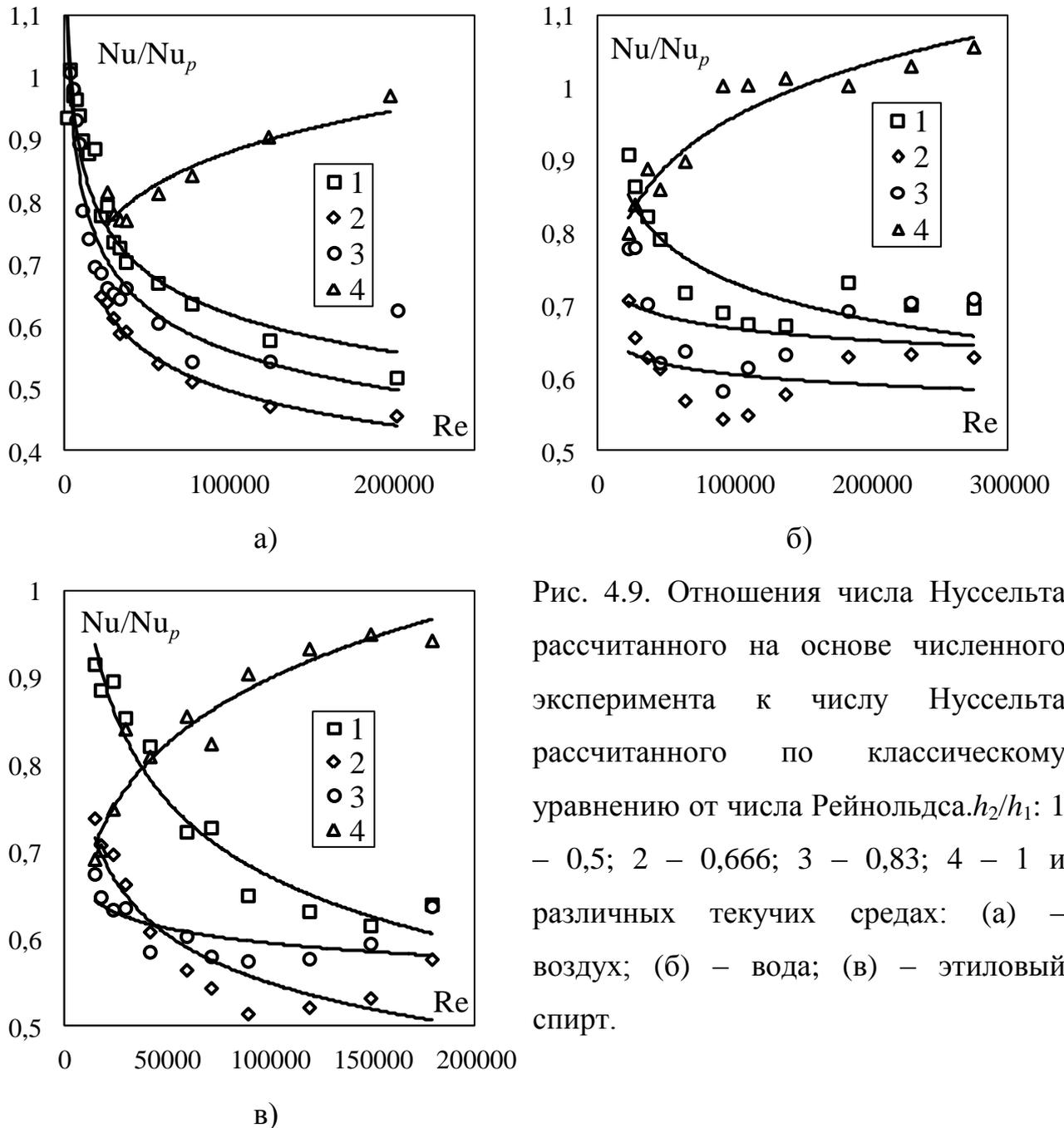


Рис. 4.9. Отношения числа Нуссельта рассчитанного на основе численного эксперимента к числу Нуссельта рассчитанного по классическому уравнению от числа Рейнольдса. h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1 и различных текучих средах: (а) – воздух; (б) – вода; (в) – этиловый спирт.

Снижение числа Нуссельта во всем диапазоне исследований, для всех исследуемых жидкостей не более чем на 50%, поэтому для инженерных расчетов можно рекомендовать использовать множитель 0,019 вместо 0,037.

4.4 Определение коэффициента теплоотдачи от стекающей пленки к потоку газа

Использовалось численное моделирование на примере теплоотдачи от стенки к азоту и от стенки к воздуху. Температура газов задавалась 20°C, температура стенки 40°C. Скорость газов варьировалась в диапазоне от 0,2 до 3 м/с, что соответствует значениям в действующих колонных аппаратах. В расчетах принималось, что сливные стаканы были полностью заполнены жидкостью. Исследуемое устройство состояло из 2-х ступеней. Ширина сливных стаканов принималась равной 30 мм, 60 мм и 120 мм.

Исследования показали, что существуют два режима теплообмена. Критическое число Рейнольдса, позволяющее определить эту границу, находится в диапазоне значений 4000-5000.

Из (рис. 4.10) видно, что зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса степенная. Значение множителя находится в диапазоне 0,0278-0,0327, а диапазон значений показателя степени 0,7835-0,8012. Сопоставим полученные значения с известным уравнением [80] $Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{0,4}$. Данные полученные по этому уравнению достаточно хорошо согласуются с данными, полученные в результате настоящих исследований в диапазоне чисел Рейнольдса 5000-25000. Среднеквадратичное отклонение не более 18%.

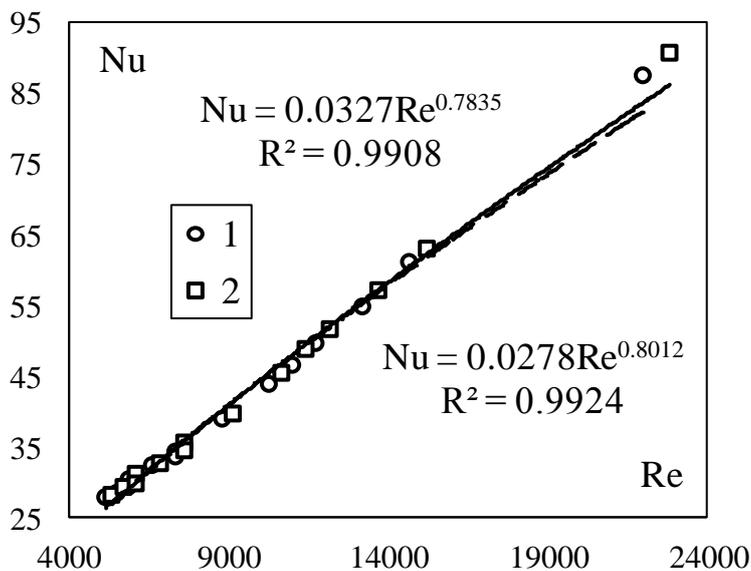


Рис. 4.10. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при турбулентном режиме движения газов. 1 – воздух, 2 – азот.

При значениях числа Рейнольдса менее 3000 и более 24000 классическое уравнение для расчета теплоотдачи между пластиной и жидкостью дает завышенные результаты (рис. 4.12).

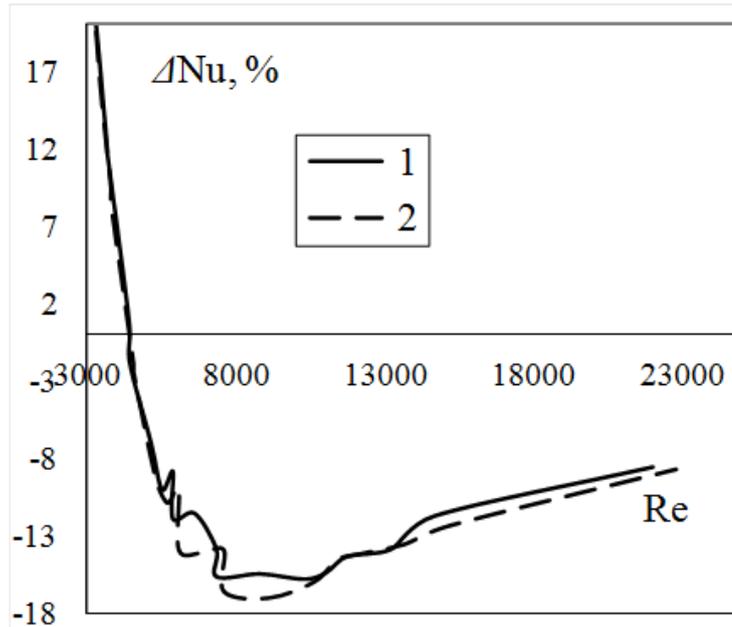


Рис. 4.11. Среднеквадратичное отклонение данных настоящего исследования с известными данными в зависимости от числа Рейнольдса. 1 – воздух, 2 – азот.

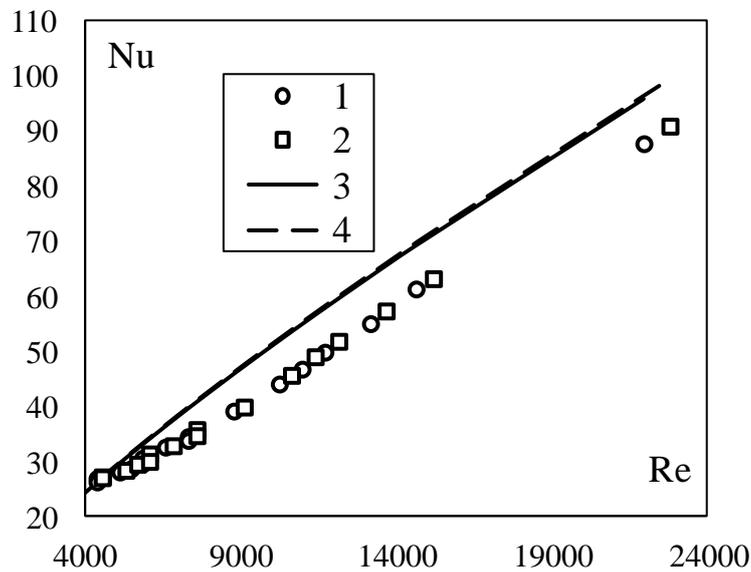


Рис. 4.12. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса. 1 – воздух, 2 – азот, 3, 4 – расчет по уравнению для теплоотдачи при обтекании пластины, представленному в работе [81] $Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{0,4}$ для воздуха и азота соответственно.

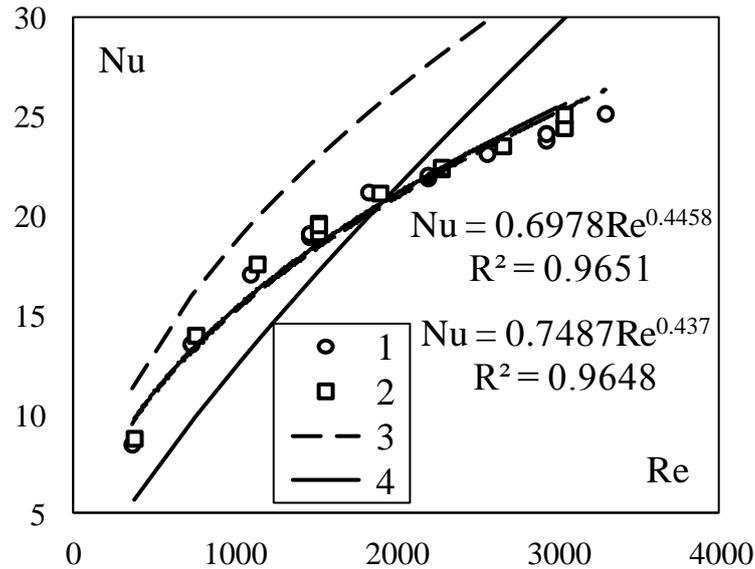


Рис. 4.13. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при ламинарном режиме течения. 1 – воздух, 2 – азот, 3 – расчет по уравнению для ламинарного режима обтекания пластины $Nu = 0,664Re^{0,5}Pr^{1/3}$, 4 - расчет по уравнению для турбулентного режима обтекания пластины $Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{0,4}$.

При ламинарном режиме уравнения для расчета числа Нуссельта при обтекании пластины дают некорректные результаты, поэтому необходимы новые зависимости.

4.5 Определение коэффициента теплоотдачи от стекающей пленки к потоку газа при переменном уровне

В предлагаемых контактных устройствах происходят сложные процессы взаимодействия между газом и жидкостью. Вследствие этого точные расчеты сложны, а вычисления по ним весьма продолжительные.

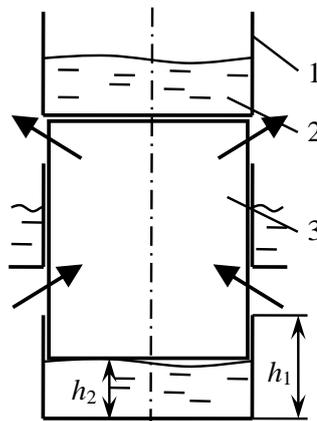


Рис. 4.14. Расчетная схема: 1 –сливной стакан, 2 – жидкость, 3 – перегородка.

Исследования проводились на примере теплообмена между воздухом и перегородкой. Температура воздуха задавалась 20°C , температура перегородок 40°C . Ширина сливного стакана составляла 60 мм, а его высота $h_1 = 30$ мм. Уровень жидкости в сливном стакане h_2 менялся от 15 до 30 мм. Задачей исследования являлось определение среднего коэффициента теплоотдачи от перегородки к потоку воздуха. Скорость газов варьировалась таким образом, что число Рейнольдса изменялось в диапазоне от 726 до 78413.

Классическое критериальное уравнение для расчета теплоотдачи от плоской пластины имеет вид:

$$\text{Nu} = 0,037 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}. \quad (0.37)$$

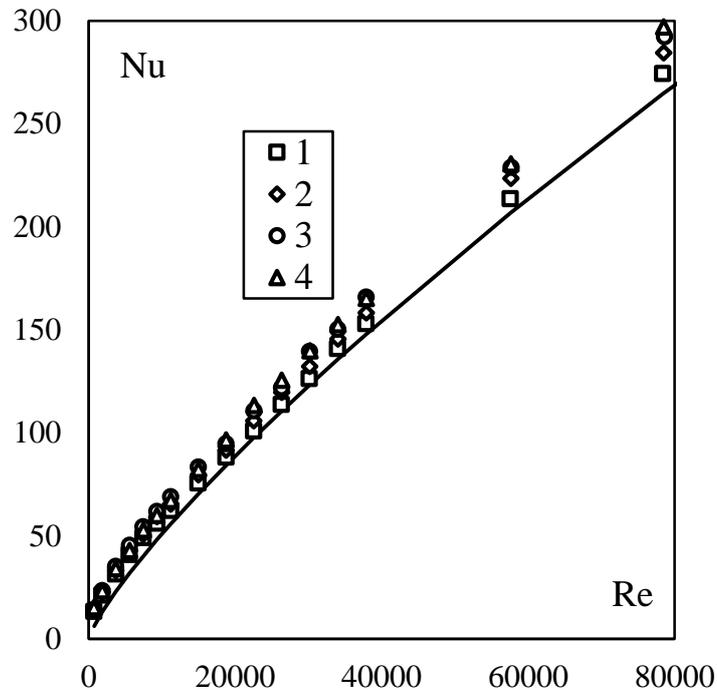


Рис. 4.15. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различном уровне жидкости в сливном стакане струйно-пленочного контактного устройства. h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1. Сплошная линия – расчет по уравнению (0.37).

Результаты численных исследований оказались завышенными (рис. 4.15). Существует как минимум два режима теплообмена. Второй режим начинается со значения числа Рейнольдса 10000.

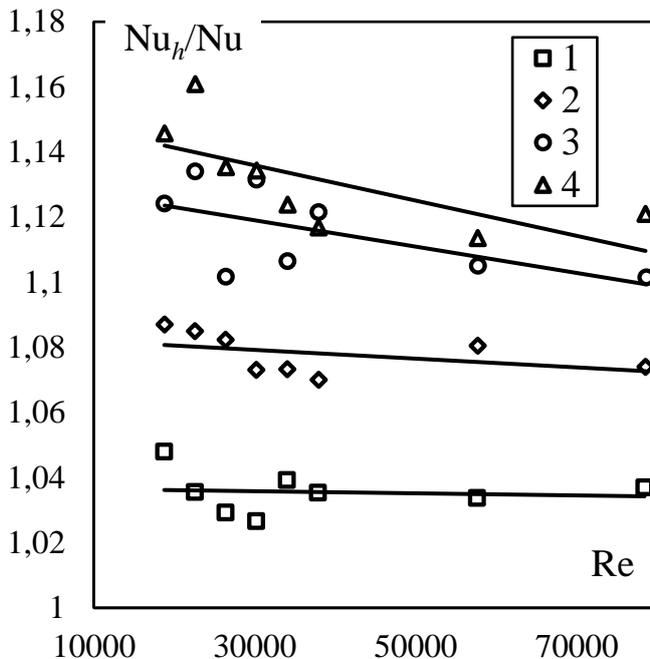


Рис. 4.16. Зависимость отношения числа Нуссельта с учетом уровня жидкости в сливном стакане к числу Нуссельта для плоской пластины от числа Рейнольдса. h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1.

Для уточнения расчета числа Нуссельта с учетом уровня жидкости в сливном стакане Nu_h , был введен коэффициент $\varepsilon_h = Nu_h/Nu$, зависящий от отношения h_2/h_1 и очень слабо зависящий от числа Рейнольдса. Исходя из данных, представленных на (рис. 4.16), с достаточно высокой точностью можно записать:

$$\varepsilon_h = 1,16 \left(\frac{h_2}{h_1} \right)^{0,16}. \quad (0.38)$$

Следовательно, можно записать:

$$Nu_h = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_h. \quad (0.39)$$

Сопоставление данных полученных по формуле (0.39) с результатами численного моделирования представлены на (рис. 4.17).

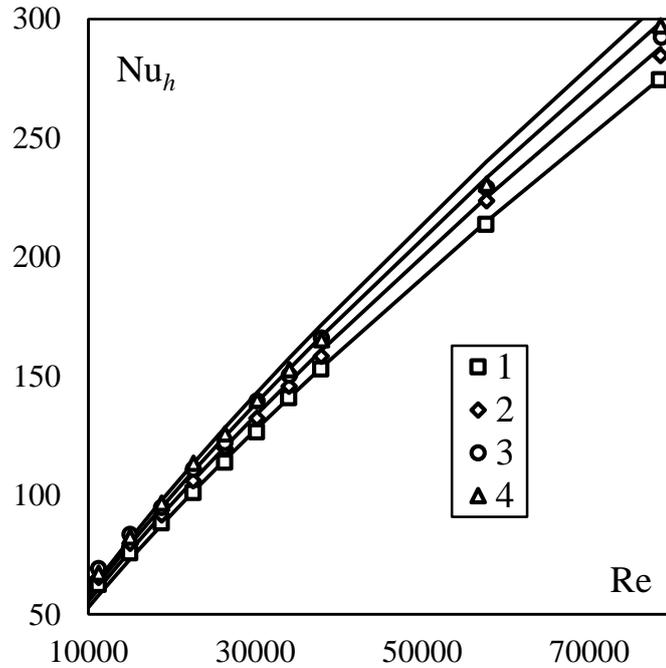


Рис. 4.17. Сопоставление данных, полученных по формуле (0.39) с результатами численного моделирования в зависимости от уровня жидкости в сливном стакане и числа Рейнольдса Re . h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1.

Как видно из (рис. 4.18) погрешность расчета по формуле с учетом уровня не превышает $\pm 9\%$, в диапазоне значений чисел Рейнольдса от 10000 до 78413, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

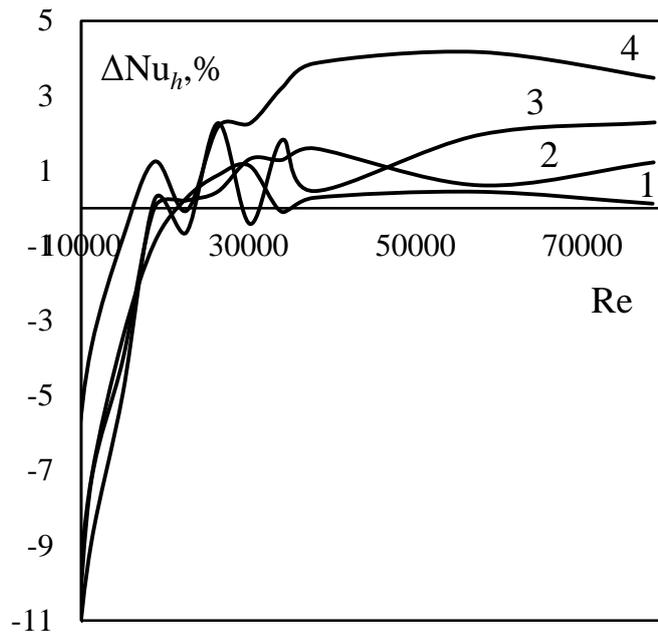


Рис. 4.18. Погрешность расчета по формуле (0.39). h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1.

Для дополнительной проверки адекватности расчетов по формуле (0.39) был смоделирован процесс теплоотдачи от перегородок к воде и от перегородок к этиловому спирту. Здесь также наблюдалось уменьшение значений числа Нуссельта (рис. 4.19).

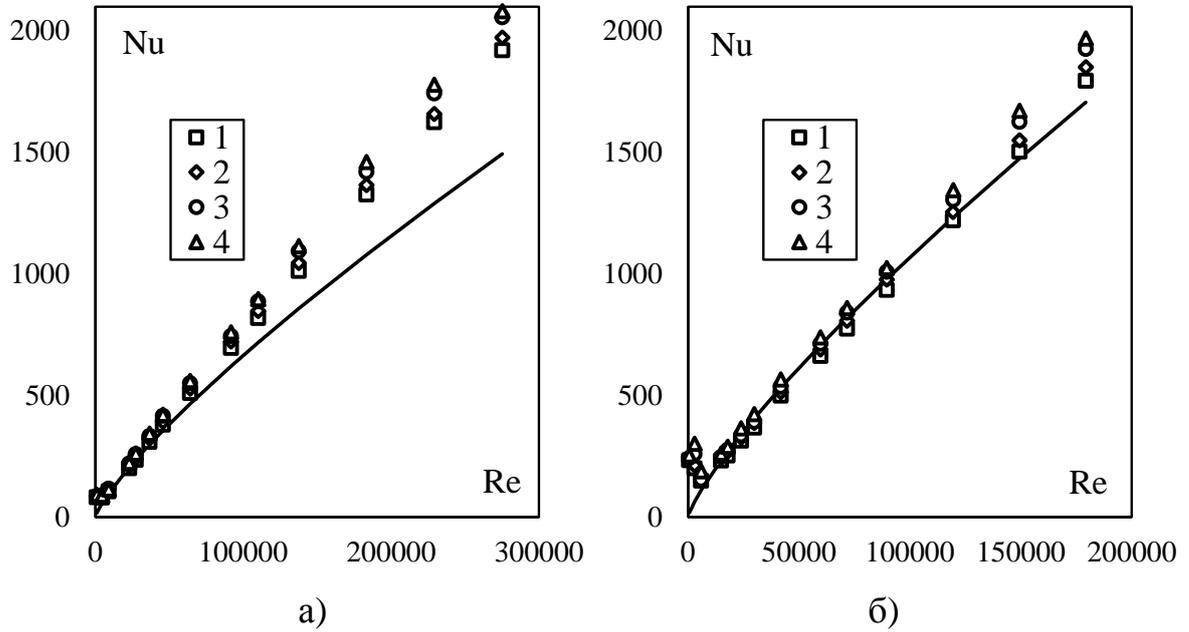


Рис. 4.19. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различном уровне жидкости в сливном стакане струйно-пленочного контактного устройства. h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1. Сплошная линия – расчет по уравнению (0.37). (а) – вода, (б) – этиловый спирт.

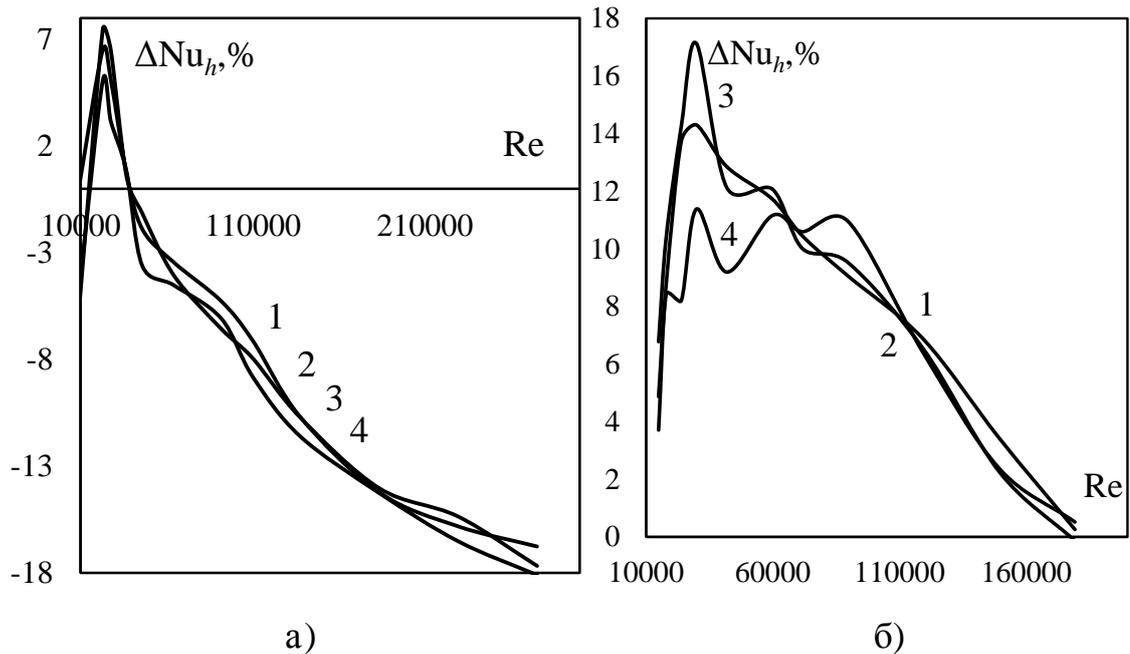


Рис. 4.20. Погрешность расчета по формуле (0.39). h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1. (а) – вода, (б) – этиловый спирт.

При использовании поправочного множителя точность расчетов существенно повышалась (рис. 4.20).

Выявлено, что максимальные значения коэффициентов теплоотдачи наблюдаются при полностью заполненных сливных стаканах. Это объясняется отсутствием расширения потока воздуха и, как следствие, большей скоростью потока воздуха относительно перегородок. Значения коэффициентов теплоотдачи снижаются при уменьшении уровня до 30%.

Тепловой поток практически не зависит от степени наполненности, так как снижение коэффициента теплоотдачи компенсируется увеличением площади контакта. Тепловой поток достигает максимума при более высоких скоростях.

В первом режиме, при значении числа Рейнольдса менее 10000, не наблюдается явная зависимость коэффициента ε_h от уровня жидкости (рис. 4.21 а и б). В тоже время, существует существенная его зависимость от числа Рейнольдса. Вероятнее всего коэффициент ε_h зависит от числа Релея поэтому, на основе данных исследований, уравнение получено не было.

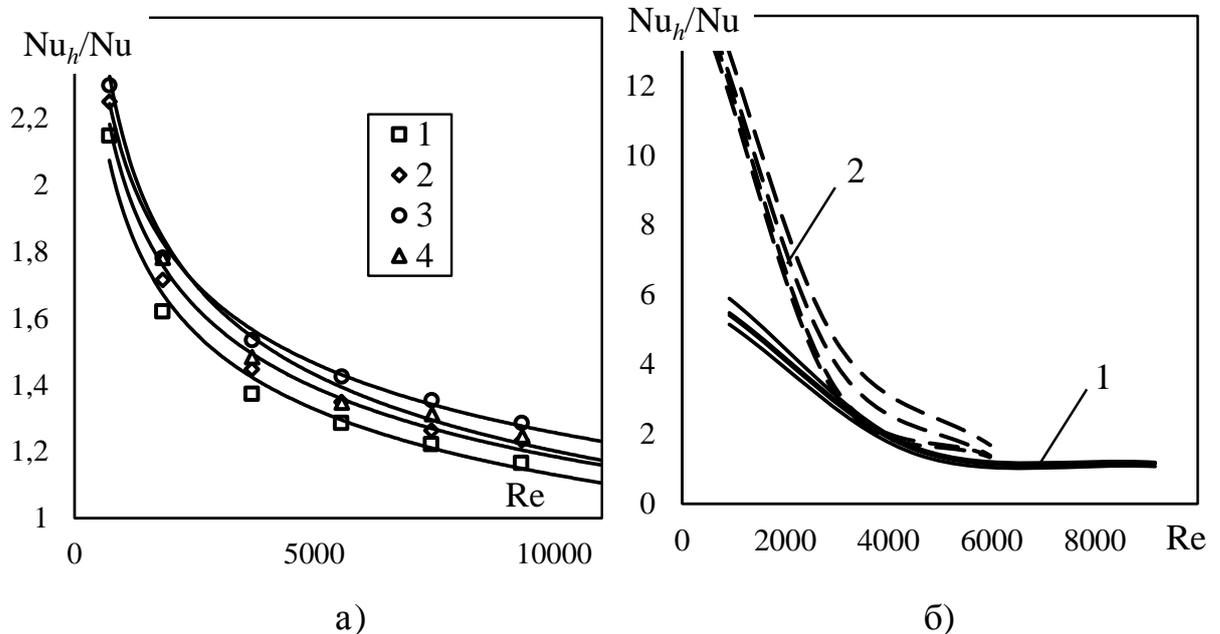


Рис. 4.21. Зависимость отношения числа Нуссельта с учетом уровня жидкости в сливном стакане к числу Нуссельта для плоской пластины от числа Рейнольдса. h_2/h_1 : 1 – 0,5; 2 – 0,666; 3 – 0,83; 4 – 1. (а) – воздух, (б): 1 – вода, 2 – этиловый спирт.

В заключении можно сделать вывод: предлагаемые контактные устройства следует проектировать таким образом, чтобы уровень жидкости в сливных стаканах был максимальным. Особенно это актуально для аппаратов, работающих при достаточно больших скоростях потока газа.

4.6 Оценка влияния геометрических параметров струйно-пленочного контактного устройства на технологические параметры

Исследования проводились на примере процесса нагрева воздуха стенками струйно-пленочного контактного устройства. Моделирование проводилось в программном пакете ANSYS FLUENT. Температура стенок задавалась $t_w = 40^\circ\text{C}$, начальная температура воздуха $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Температурный КПД определялся по формуле:

$$\eta_t = \frac{t_k - t_0}{t_w - t_0} \quad (0.40)$$

где t_k – начальная температура воздуха, $^\circ\text{C}$.

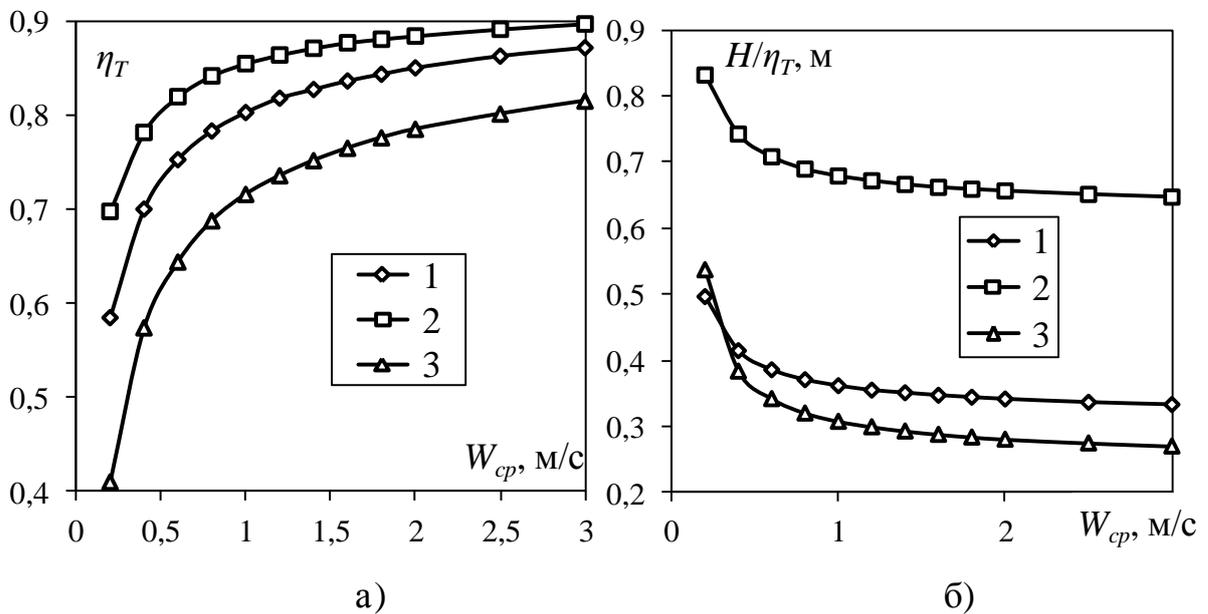


Рис. 4.22. Влияние среднерасходной скорости воздуха на температурный КПД и модифицированную высоту эквивалентную теоретической ступени. 1 – $b = 100$ мм, $h_1 = 25$ мм, $h = 50$ мм; 2 – $b = 200$ мм, $h_1 = 50$ мм, $h = 100$ мм; 3 – $b = 60$ мм, $h_1 = 30$ мм, $h = 30$ мм. Среда – воздух.

Увеличение температурного КПД на (рис.4.22) а объясняется ростом площади поверхности контакта стенки и воздуха из-за различной высоты исследуемого устройства.

Отношение высоты исследуемых устройств к температурному КПД является аналогом высоты эквивалентной теоретической ступени. Из Рис. 4.22 б можно заметить, что рост ширины сливного стакана приводит к увеличению модифицированной высоты эквивалентной теоретической ступени. Это объясняется тем, что увеличение площади контакта стенки с воздухом компенсируются снижением коэффициента теплоотдачи.

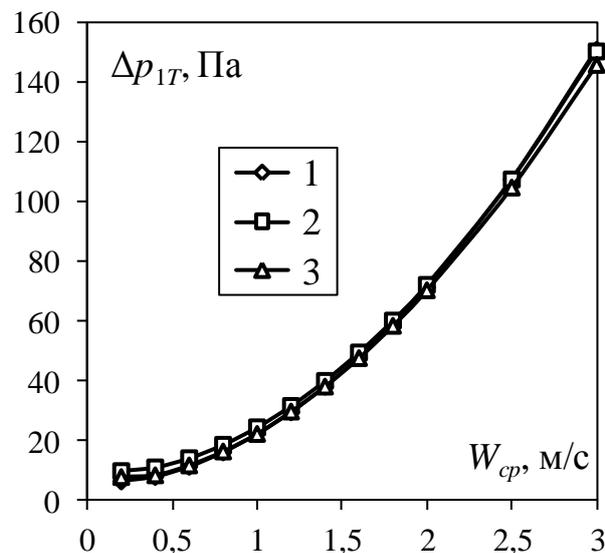


Рис. 4.23. Влияние среднерасходной скорости воздуха на гидравлическое сопротивление одной теоретической ступени контакта. 1 – $b = 100$ мм, $h_1 = 25$ мм, $h = 50$ мм; 2 – $b = 200$ мм, $h_1 = 50$ мм, $h = 100$ мм; 3 – $b = 60$ мм, $h_1 = 30$ мм, $h = 30$ мм. Среда – воздух.

Совпадение линий на (рис. 4.23) говорит о том, что затраты энергии практически полностью расходятся на интенсификацию процесса теплообмена.

4.7 Математическое описание процесса охлаждения воды в струйно-пленочных контактных устройствах

В математическом описании высота элемента разбивается на 3 части. Первая часть (I) и третья (III) имеют высоту h , а вторая (II) h_1 . В первой части

газ контактирует с жидкостью, стекающей в виде пленки по перегородке 2 и жидкостью, находящейся в сливном стакане 1. Газ поступает равномерно по высоте. Во второй и третьей частях происходит контакт газа со стекающей пленкой жидкости. В третьей части газ отводится равномерно по высоте.

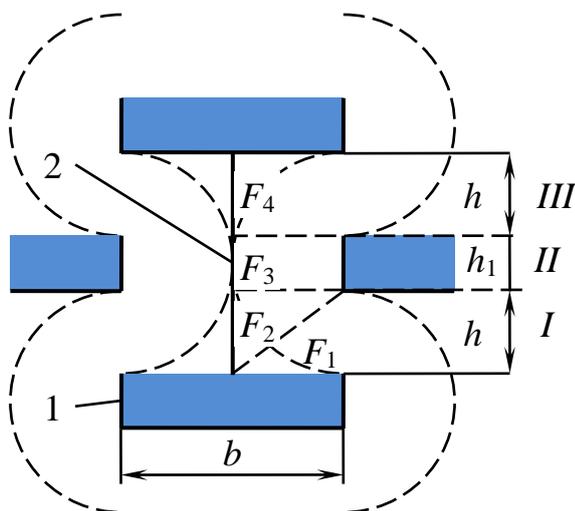


Рис. 4.24. К расчету струйно-пленочного контактного устройства: 1 – сливные стаканы; 2 – перегородка.

Существует зависимость между высотой ступени и шириной сливного стакана:

$$h_{cm} = b + h_1 \quad (0.41)$$

Площади контакта жидкости с газом определяются по соотношениям:

$$F_1 = b^2, \quad (0.42)$$

$$F_2 = F_4 = 4hb, \quad (0.43)$$

$$F_3 = 4h_1b, \quad (0.44)$$

Рассматривается единичный элемент конструкции (Рис. 4.24), в котором поток паровоздушной смеси контактирует с поверхностью воды, протекающей в виде плёнки на вертикальной стенке (участки F_4 , F_3 , F_2) или находящейся в сливном стакане (участок F_1). Заданы параметры потоков на входе в элемент – температура t'_{va} , °С, расход G'_m воздуха (“сухого”), кг/с,

влажностное содержание x в нём, г/кг (грамм пара на кг сухого воздуха), а для воды – температура t_L , °C, и расход L_m .

Общий объём элемента делится на 4 зоны, в каждой из которых требуется определить характеристики тепло и массообмена. Зоны 1 и 2 разделены сверх начальной постановки для однотипности, то есть те же параметры потоков на границах зон. Для решения считаются заданными значения площадей тепломассообменных поверхностей F_1, F_2, F_3, F_4 и значения коэффициента теплоотдачи в каждой из зон (α_l для F_2, F_3, F_4 и α_1 для F_1).

Предположения, основные факторы, схематизация:

- а) Радиационным теплообменом пренебрегаем.
- б) Учитывая, что коэффициент теплоотдачи в воде много больше, чем от поверхности к смеси воздуха и пара, можно пренебрегать этой теплоотдачей в жидкости, рассматривая единую температуру воды в сечении потока.
- в) При схематизации можно использовать представление о разделении потоков на части, как в работе [82]. При этом часть воды проходит через зону только с теплообменом и полностью выходит из неё. Другая часть полностью испаряется.

Для последней, ввиду её малости и небольшого изменения температур в зоне, будем учитывать только теплоту испарения, пренебрегая теплотой на охлаждение перед испарением. Затем, соответственно, подогревом образовавшегося пара в смеси. Предполагается, что испарение происходит при температуре жидкости, средней для поверхности тепло и массообмена.

- г) Для расчета массоотдачи использовалась методика, взятая из работы [83] по концентрации (массовой доле) пара $c_v = \rho_v/\rho$. При этом у поверхности воды с температурой t_l принимается концентрация насыщения $c_s(t_l)$. Для её определения брались данные из таблицы в работе [84] парциального давления p_s насыщенного водяного пара. Давление пересчитывалось в концентрацию по формуле $c_s = m/[p/p_s - (1 - m)]$, где $m = M_v/M_a = 18/29$. Затем аппроксимировалось выражением типа

$$c_s = (t / 312,5 + 0,6741)^{14}, \quad (0.45)$$

которая обеспечивает вполне приемлемую точность при t от 0 до 90°C.

д) В данных исследованиях не учитывался теплообмен с твёрдыми стенками ввиду его незначительности. Вертикальная стенка под плёнкой воды симметрично омывается с другой стороны такой же плёнкой, так что теплоотдачи нет.

е) Коэффициент массоотдачи рассчитывается по формуле Льюиса $\beta = \alpha / \bar{c}_p$, где \bar{c}_p – средняя теплоёмкость смеси (предполагалось, что $Le = 1$).

ж) Таким образом, схемы и математические модели для каждой из четырёх зон однотипны. Небольшое отличие есть у зоны 1. Если в остальных зонах средняя температура тепломассообменной поверхности принимается равной среднеарифметической между входной и выходной температурой воды, то в зоне 1 это температура воды в сливном стакане, принимаемая равной выходной температуре воды.

Уравнения тепломассообмена должны устанавливать связь входных и выходных температур и расходов в каждой зоне, а значения этих данных для смежных зон должны соответственно приравняться друг другу или входным значениям для всего элемента в зонах 1 и 4.

з) Теплофизические характеристики сред (теплота фазового перехода, Дж/кг, теплоёмкости сред, Дж/(кг·К), (воды c_{pl} , сухого воздуха c_{pa} , и пара c_{pv}) считаются постоянными, т.е. не зависящими от температуры.

Теплоёмкость смеси берётся аддитивно: $c_{pva} = c_{pv} \cdot c_v + c_{pa} \cdot (1 - c_v)$.

Для каждой зоны можно записать уравнения, связывающие входные (один штрих) и выходные (два штриха) значения температур и расходов. Расход сухого воздуха G_a один во всех зонах, он задавался и был постоянным.

Вместо влагосодержания x , г/кг, при расчётах удобнее работать с расходом пара, кг/с:

$$G_v = x \cdot G_a / 1000, \quad (0.46)$$

Средний расход пара, кг/с:

$$\bar{G}_v = (G'_v + G''_v) / 2, \quad (0.47)$$

Средняя концентрация пара, кг/с:

$$\bar{c}_v = \bar{G}_v / (\bar{G}_v + G_a), \quad (0.48)$$

Средняя теплоёмкость смеси:

$$\bar{c}_{pva} = c_{pv} \cdot \bar{c}_v + c_{pa} \cdot (1 - \bar{c}_v), \quad (0.49)$$

Коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с):

$$\beta = \alpha / \bar{c}_{pva}, \quad (0.50)$$

Средняя температура \bar{t}_l поверхности теплообмена и концентрация \bar{c}_s пара около неё описаны выше (п.2в,ж,з,г).

Расход испаряющейся воды (пара), кг/с[3]:

$$\delta G_j = \frac{\beta}{1 - \bar{c}_v} (\bar{c}_s - \bar{c}_v) \cdot F. \quad (0.51)$$

Поток теплоотдачи, Вт:

$$\delta Q_\alpha = \alpha \cdot (\bar{t}_l - \bar{t}_{va}) \cdot F. \quad (0.52)$$

Отбираемая от воды теплота(см. п. 2в), Вт:

$$\delta Q_l = \delta Q_\alpha + r \cdot \delta G_j. \quad (0.53)$$

Выходные расходы воды и пара, кг/с:

$$G''_l = G'_l - \delta G_j, \quad G''_v = G'_v + \delta G_j. \quad (0.54)$$

Изменение температуры воды и смеси $\delta t_l = \delta Q_l / (c_{pl} \cdot G''_l)$,
 $\delta t_{va} = \delta Q_\alpha / (c_{pa} \cdot G_a + c_{pv} \cdot G''_v)$.

Выходные температуры воды и смеси $t''_l = t'_l - \delta t_l$, $t''_{va} = t'_l + \delta t_{va}$.

Приведённые соотношения не являются явными формулами расчёта. Это нелинейная система уравнений, дающая связь, например, выходных характеристик с входными, если считать последние заданными. В записанной форме она пригодна для расчёта методом итераций. Однако можно ожидать, что итерации будут сходиться лишь при достаточно больших расходах. Если нужны расчёты для малых расходов, потребуется усовершенствование метода или вообще другие методы (Ньютона и др.). Здесь совсем не обсуждаем разрешимость.

Поскольку в этой схеме имеет место противоток, то сразу рассчитывать зону за зоной нельзя – входные значения на границах зон сначала неизвестны. Совокупность условий для всех зон также образует систему уравнений. Её тоже можно пытаться решать методом итераций (следующего уровня относительно итераций внутри зон).

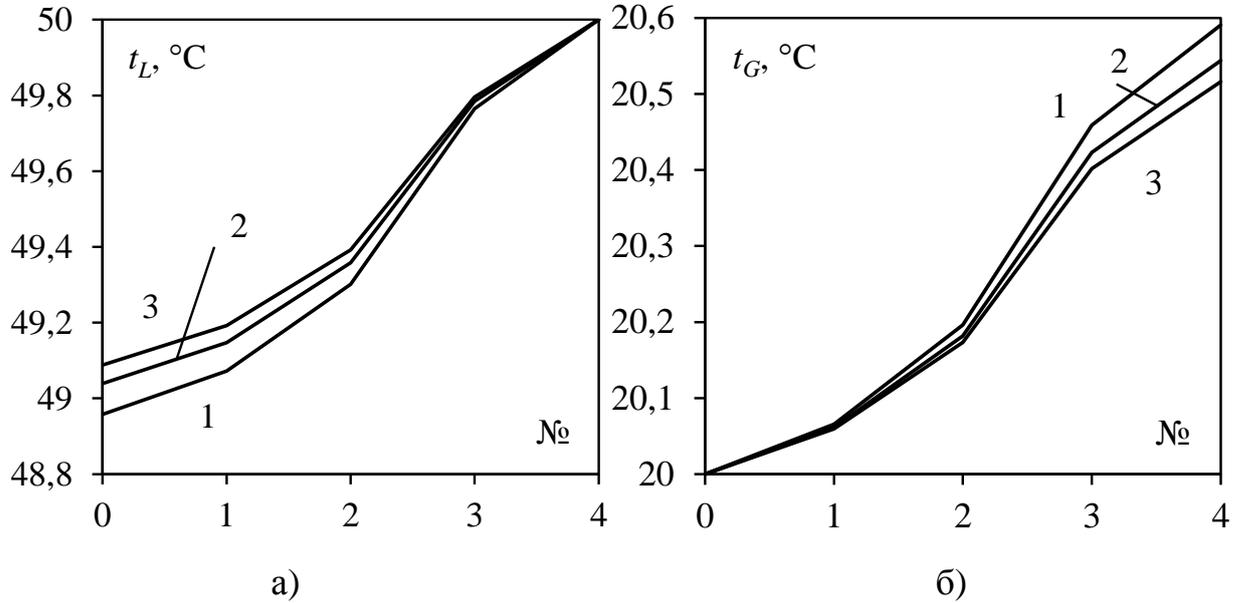
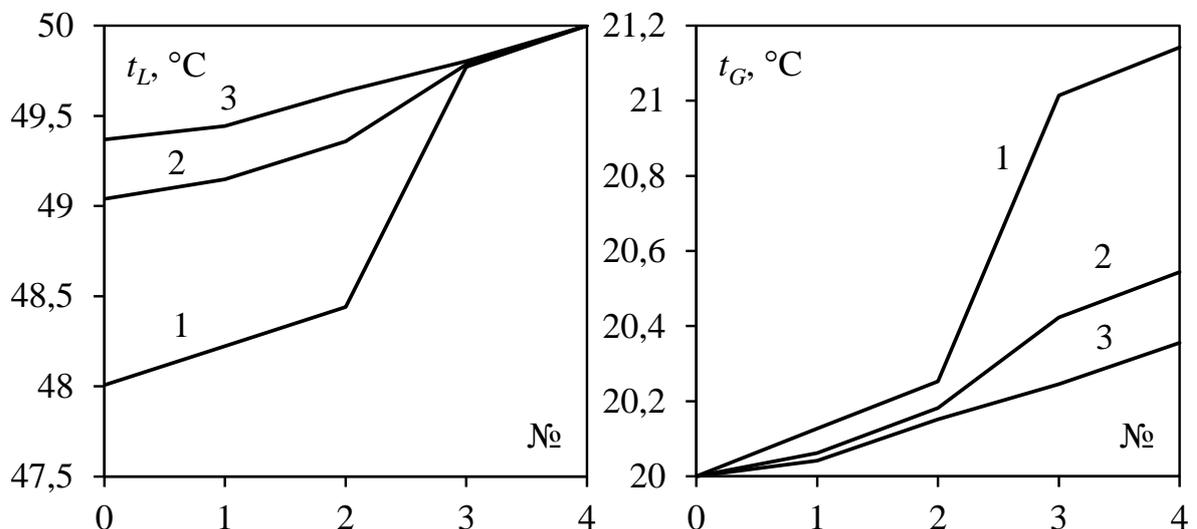


Рис. 4.25.Изменение температуры воды (а) и воздуха (б) в зависимости от скорости воздуха в узком сечении W_0 , м/с: 1 – 2, 2 – 3, 3 – 4.

Численные исследования показали, что скорость воздуха влияет на тепломассообмен незначительно (рис. 4.25), так как увеличение коэффициентов тепло- и массоотдачи уравнивается снижением времени контакта.



а)

б)

Рис. 4.26. Изменение температуры воды (а) и воздуха (б) в зависимости от ширины сливного стакана b , мм: 1 – 40, 2 – 60, 3 – 100.

Влияние ширины сливных стаканов оказалось весьма существенным (рис. 4.26). Это происходит из-за увеличения удельной площади поверхности контакта газа и жидкости.

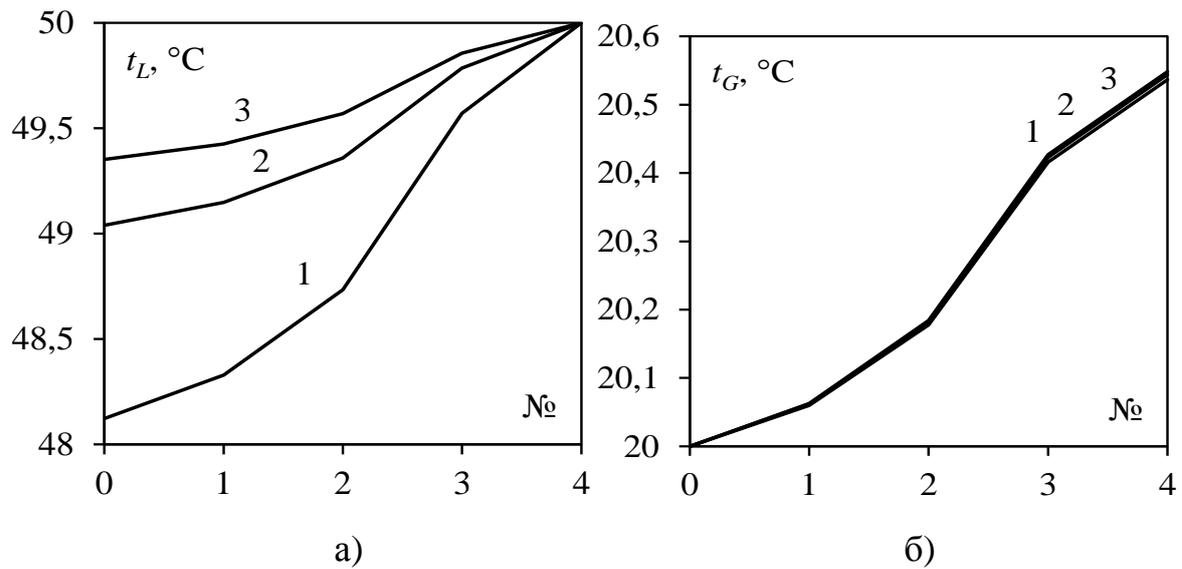


Рис. 4.27. Изменение температуры воды (а) и воздуха (б) в зависимости от отношения массовых расходов воды и воздуха L_m/G_m , кг/кг: 1 – 0,5, 2 – 1, 3 – 1,5.

Температура воды, на выходе из струйно-пленочного контактного устройства, существенно снижается при уменьшении относительного расхода воды (рис. 4.27). В тоже время температура воздуха малочувствительна к этому технологическому параметру.

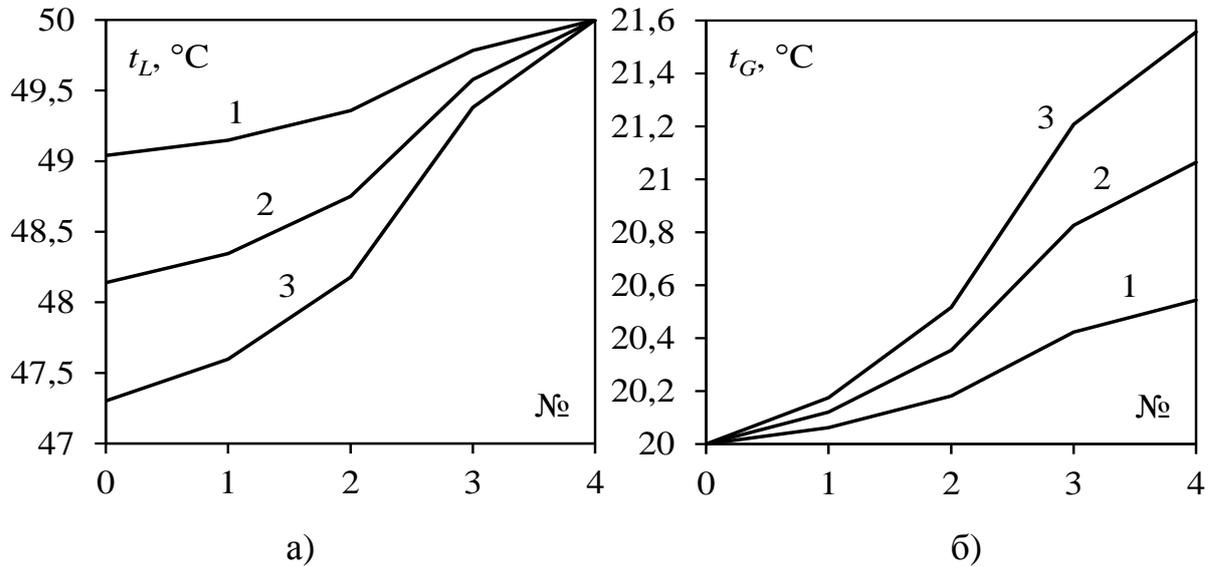


Рис. 4.28. Изменение температуры воды (а) и воздуха (б) в зависимости от увеличения коэффициента теплоотдачи в n раз, n : 1 – 1, 2 – 2, 3 – 3.

Во всех случаях графики изменения температуры воздуха и влагосодержания полностью аналогичные (а)

б)

Рис. 4.29).

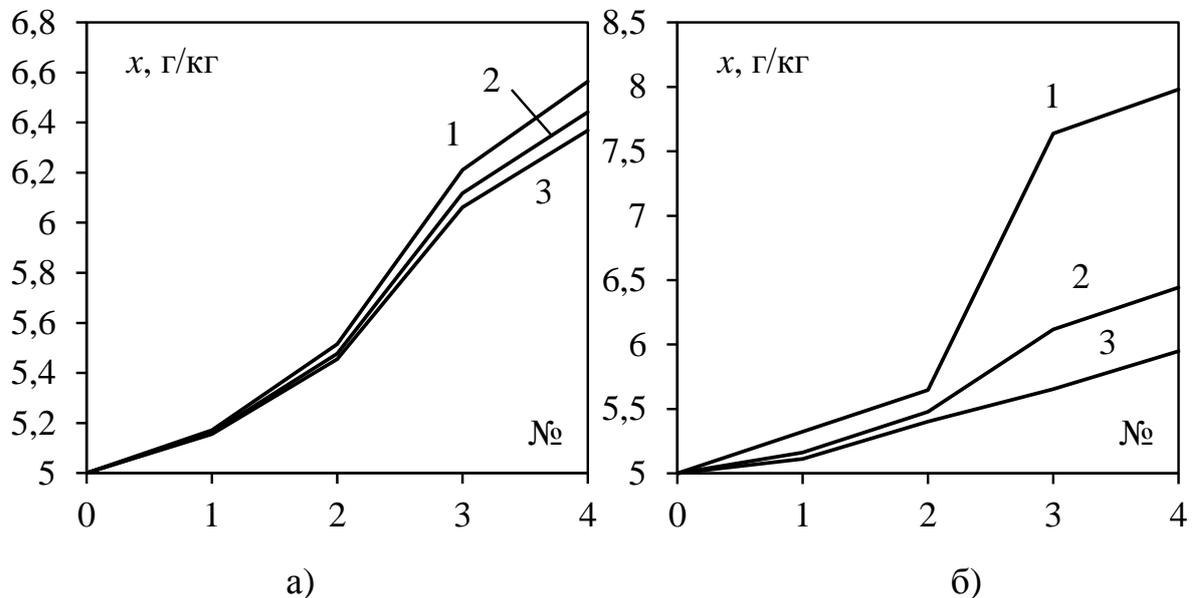


Рис. 4.29. Изменение влагосодержания в зависимости от скорости воздуха в узком сечении (а) W_0 , м/с: 1 – 2, 2 – 3, 3 – 4; и ширины сливного стакана b , мм: 1 – 40, 2 – 60, 3 – 100 (б) b , мм: 1 – 40, 2 – 60, 3 – 100.

В заключение следует констатировать, что контактные устройства не должны быть слишком большими, а поверхности контакта воды и воздуха

необходимо интенсифицировать. В пустом пространстве рекомендуется расположить насадку с крупными каналами, что позволит существенно повысить эффективность при относительно небольшом росте гидравлического сопротивления.

Выводы по главе 4

При дистанции между движущимися каплями $l_a = 2a$ и более коэффициент теплоотдачи можно рассчитывать для одиночной капли, так как возмущение потока газа от одной капли не будет влиять на другую. При меньших расстояниях увеличение коэффициента может достигать 16%. Наибольшее увеличение приходится на наименьшее значение произведения $Re^{0,54}Pr^{0,33}$. Было выявлено, что наиболее подходящий линейный размер – ширина сливного стакана. Выявлено, что максимальные значения коэффициентов теплоотдачи наблюдаются при полностью заполненных сливных стаканах. Это объясняется отсутствием расширения потока воздуха и, как следствие, большей скоростью потока воздуха относительно перегородок. Предлагаемые контактные устройства следует проектировать таким образом, чтобы уровень жидкости в сливных стаканах был максимальным. Особенно это актуально для аппаратов, работающих при достаточно больших скоростях потока газа. Контактные устройства не должны иметь ширину сливных стаканов более 200 мм, а свободную поверхность контакта воды и воздуха необходимо интенсифицировать. В пустом пространстве при необходимости, возможно разместить насадку с крупными каналами, что позволит повысить эффективность при относительно небольшом росте гидравлического сопротивления.

ГЛАВА 5. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОМАССОБМЕНА НА КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВАХ СО СТРУЙНО-ПЛЕНОЧНЫМ ТЕЧЕНИЕМ

5.1. Определение конструктивных параметров струйно-плёночных теплообменников контактных устройств

Предлагаемое устройство представляет собой ступень квадратной формы шириной 100 мм с вертикальными стенками высотой 50 мм, расположенными в шахматном порядке. Расстояние между рядами соседних ступеней составляет 25 мм. Геометрические параметры каждого элемента подобраны так, что движение воздуха приобретает круговой профиль. Верхняя часть тарелок открыта, в нижней части имеются отверстия. В каждом сливном стакане в нижней части стенок было сделано 8 отверстий диаметром 5 мм. Расстояние от центра отверстий до дна сливного стакана 2,5 мм. В днище были выполнены отверстия диаметром 10 мм, которые располагались в центре сливного стакана.

При проведении экспериментальных исследований с двухфазными потоками, почти невозможно наблюдать процессы, проходящие во внутренней части контактного элемента, а также достоверные данные можно получить лишь на входе и выходе из устройства, так как при введении в рабочую зону измерительных приборов они вносят возмущения и искажают структуру потока. В связи с этим, для выявления особенностей взаимодействия между газовым и водным потоками используют численное моделирование.

Для расчета процессов, происходящих в элементе аппарата моделирование, происходило в программном пакете ANSYS Fluent (рис. 5.1). При расчете использовался метод объема жидкости (VOF), позволяющий учитывать взаимодействие двух несмешивающихся фаз. Исследуемый модуль был разбит на 130690 ячеек. На границе раздела с твердыми стенками располагается 48644 ячеек. Следует отметить, что предыдущие расчеты показали удовлетворительную сходимость результатов

моделирования и экспериментальных исследований. В процессе моделирования процесса, задавались граничные условия давлениями воды и воздуха. В нижней части устройства давление воздуха задавалось 101425 Па, а в верхней 101325 Па. Решалась нестационарная задача. Через 0,9 секунды был выявлен квазистационарный режим, поэтому расчет был остановлен.

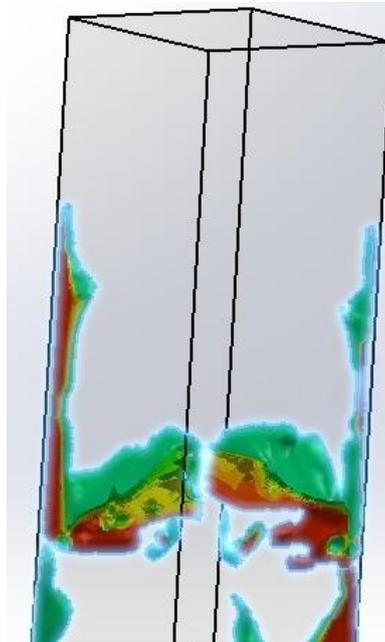


Рис. 5.1 Численное моделирование взаимодействия жидкой и газовой фазы в элементе устройства

В самом верхнем сливном стакане было выполнено углубление, которое имело форму четверти круга радиусом 5 мм и размером 0,1 мм. В нем задавалось давление воды 101800 Па, что соответствовало уровню жидкости в сливном стакане примерно 48,57 мм. Расчеты производились при температуре воздуха и воды 20°C.

При численном расчёте контактного элемента изменялся уровень жидкости в сливных стаканах. Меняя уровень жидкости, наблюдалась зависимость скорости истечения жидкости из отверстия от предельной среднерасходной скорости воздуха (рис. 5.2). Как видно из графика, с ростом уровня жидкости, увеличивается предельное значение среднерасходной скорости воздуха, которое можно задать, при условии, что жидкость не будет уноситься. Также следует отметить, что большим среднерасходным скоростям движения воздуха соответствуют малые скорости истечения

жидкости из отверстия, в противном же случае, наблюдается большой процент уноса жидкости. Для данного процесса, путем аппроксимации была получена математическая зависимость:

$$U_0 = -0,1126W_{cp}^2 + 0,3647W_{cp} + 0,4753 \quad (0.55)$$

Данное уравнение представляет собой уравнение квадратичной полиномы, где значение достоверности аппроксимации составляет 0,8954. Выражение позволяет определить среднерасходную скорость движения воздуха, при которой происходит полный унос жидкости, ее значение равно 4,2 м/с.

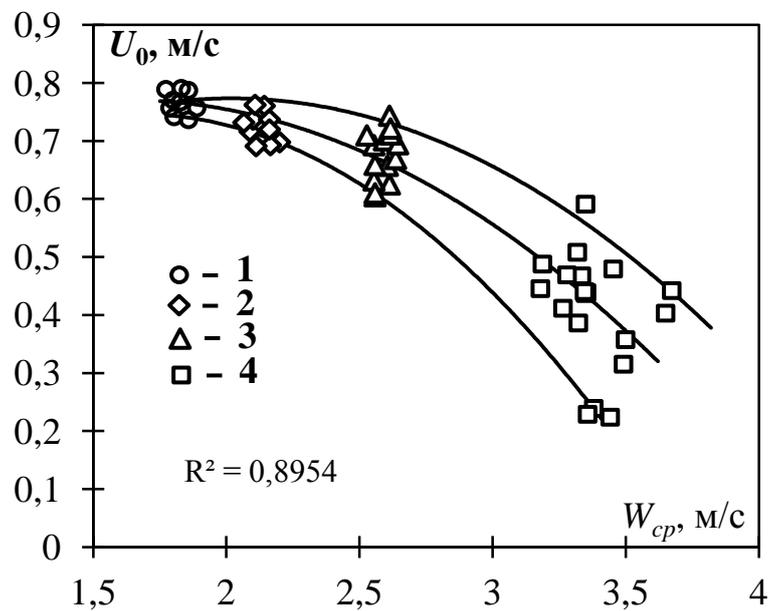


Рис. 5.2 Зависимость между скоростью истечения из отверстия воды и среднерасходной скоростью воздуха при различных уровнях жидкости в тарелках h , м:

$$1 - 0,0051; 2 - 0,0071; 3 - 0,0101; 4 - 0,0204.$$

Также было выявлено, что устройство работает достаточно эффективно при скорости 3,2 м/с (рис.5.3), что является достаточно высоким показателем. Это говорит о большой пропускной способности устройства.

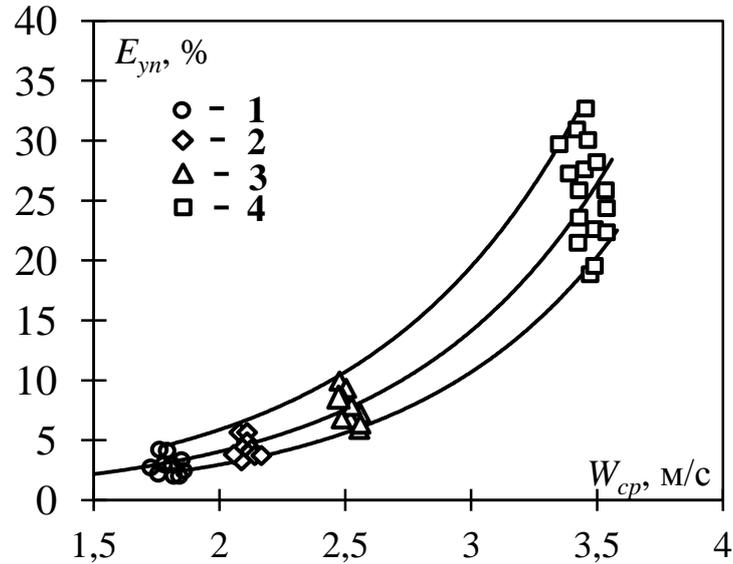


Рис. 5.3 Изменение количества уноса жидкости от среднерасходной скорости жидкости при различных уровнях жидкости в тарелках h , м:

1 – 0,0051; 2 – 0,0071; 3 – 0,0101; 4 – 0,0204.

Зависимость уноса жидкости от среднерасходной скорости запишется:

$$E_{yn} = 0,3319e^{1,2502W_{cp}} \quad (0.56)$$

Далее задается соотношение массовых расходов жидкости и газа, исходя из математического баланса (Рис. 5.4).

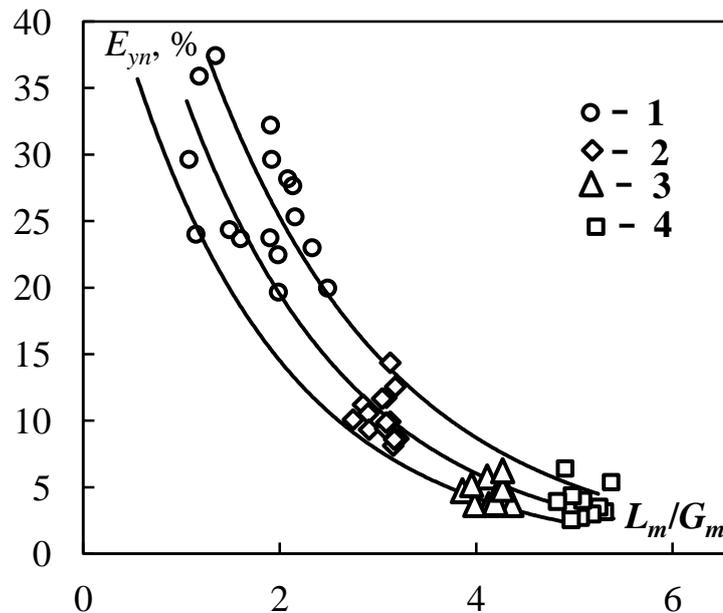


Рис. 5.4 Влияние уноса жидкости на отношения массового расхода воды к массовому расходу воздуха при различных уровнях жидкости в тарелках h , м:

1 – 0,0051; 2 – 0,0071; 3 – 0,0101; 4 – 0,0204.

Из графика видно, что с увеличением массового расхода воды по отношению к массовому расходу воздуха происходит уменьшение уноса жидкости.

После того как были определены соотношения массовых расходов и предельная среднерасходная скорость воздуха, появляется возможность определить площадь сечения аппарата, при которой развиваемая скорость воздуха не будет приводить к уносу жидкости, а аппарат будет работать достаточно эффективно. В случае, если корпус аппарата уже собран, а площадь сечения известна, предоставляется возможным определить максимальную скорость воздуха, которую можно задать.

Зная скорость истечения жидкости через отверстие (5.1) и задавая массовый расход жидкости, можно определить центральный диаметр отверстия по известной формуле:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4L_m}{\pi\rho U_0}} \quad (0.57)$$

5.2 Экспериментальное исследование эффективности охлаждения оборотной воды в струйно-пленочных теплообменниках контактных устройствах

Проведены экспериментальные исследования по определению тепло- и массообменной эффективности струйно-пленочных контактных устройств на системе воздух – вода. Схема экспериментальной установки представлена на (Рис. 5.5).

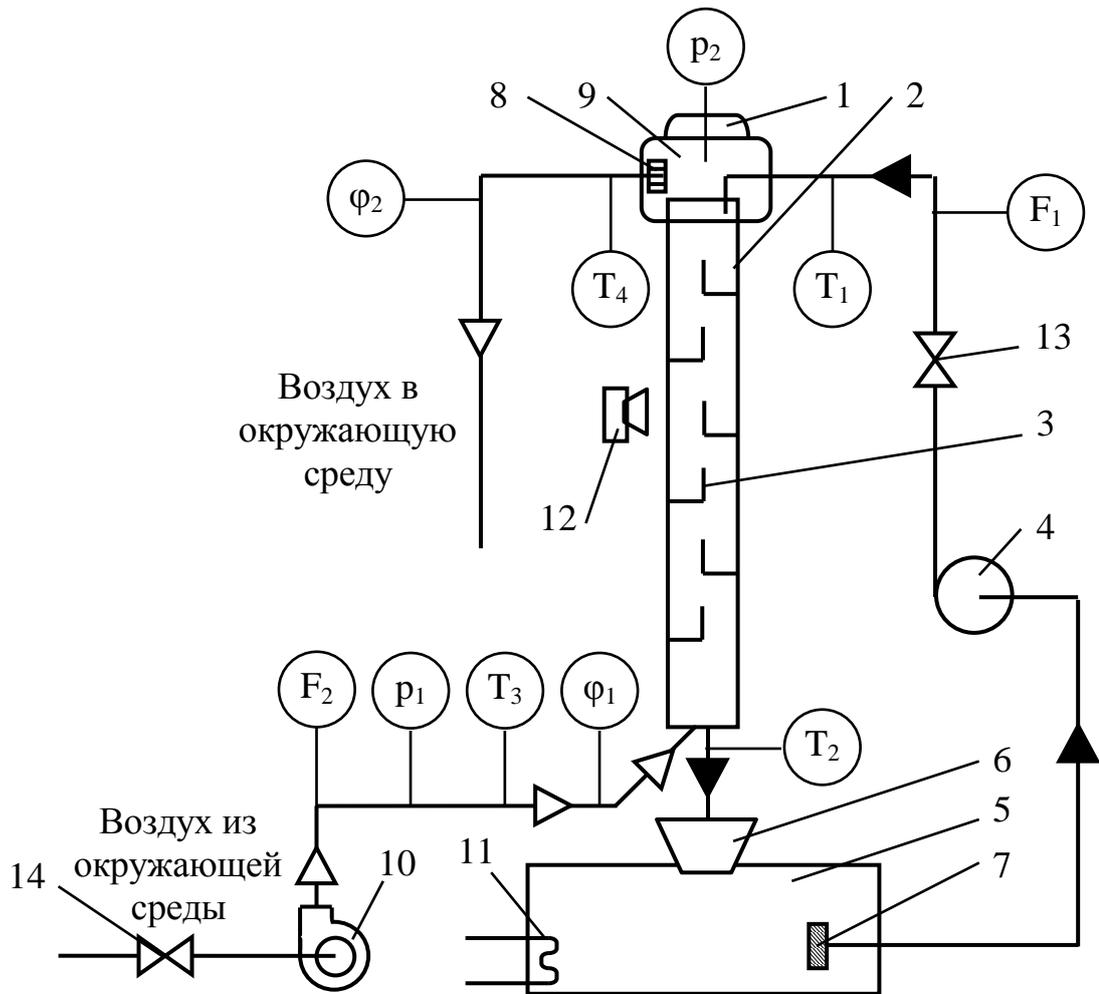


Рис. 5.5 Схема экспериментальной установки: 1 – крышка; 2 – теплообменник; 3 – струйно-пленочные контактные устройства; 4 – насос; 5 – емкость; 6 – воронка; 7 – жидкостной фильтр; 8 – сепаратор; 9 – емкость; 10 – вентилятор; 11 – нагревательный элемент; 12 – видеокамера; 13 – запорная арматура на линии подачи воды; 14 – запорная арматура на линии подачи воздуха.

Исследуемый теплообменник состоит из трех контактных ступеней, общей высотой 510 мм. Контактная ступень представляет собой два сливных стакана шириной 120 мм, расположенных один над другим на расстоянии 90 мм. Высота стенки сливного стакана составляет 60 мм. В стенке сливного стакана были сделаны отверстия диаметром 4 мм на расстоянии 30 мм от дна. Эксперименты проводились на системе воздух – вода. С помощью распределительного устройства вода подавалась сверху внутрь контактного устройства. Среднерасходная

скорость потока охлаждающего воздуха (на полное сечение устройства) изменялась в диапазоне 1,26–2,33 м/с; температура воздуха 30–32,9°C; плотность орошения 10–18 м³/м²·ч; температура воды 38,4–45,6°C. Относительная влажность воздуха во время проведения эксперимента изменялась в пределах 28,4–40,2%. Температура и относительная влажность воздуха на входе в теплообменник измерялись термогигрометром testo 605i. Температура воды на входе и выходе из теплообменника измерялась измерителем-регулятором двухканальным ОВЕН 2ТРМ1. Расход жидкости измерялся ротаметром, скорость воздуха измерялась термоанемометром testo 405i, имеющий относительную погрешность не более 5%. Общий вид экспериментальной установки для исследования гидравлических и теплообменных характеристик струйно-пленочных контактных устройств представлен на (Рис. 5.6)



Рис. 5.6 Общий вид экспериментальной установки для исследования гидравлических и теплообменных характеристик струйно-пленочных контактных устройств

Уровень совершенства процессов тепло- и массообмена в испарительном водоохладителе в основном характеризуется величиной температурного коэффициента [85, 86] (тепловой КПД):

$$\eta_L = \frac{t_{L0} - t_{Lk}}{t_{L0} - t_{Lp}}, \quad (0.58)$$

где t_{L0} – температура воды на входе в аппарат, °С; t_{Lk} – температура воды на выходе из аппарата, °С; t_{Lp} – равновесная температура воды, т.е. температура точки росы (теоретический предел охлаждения жидкости), °С.

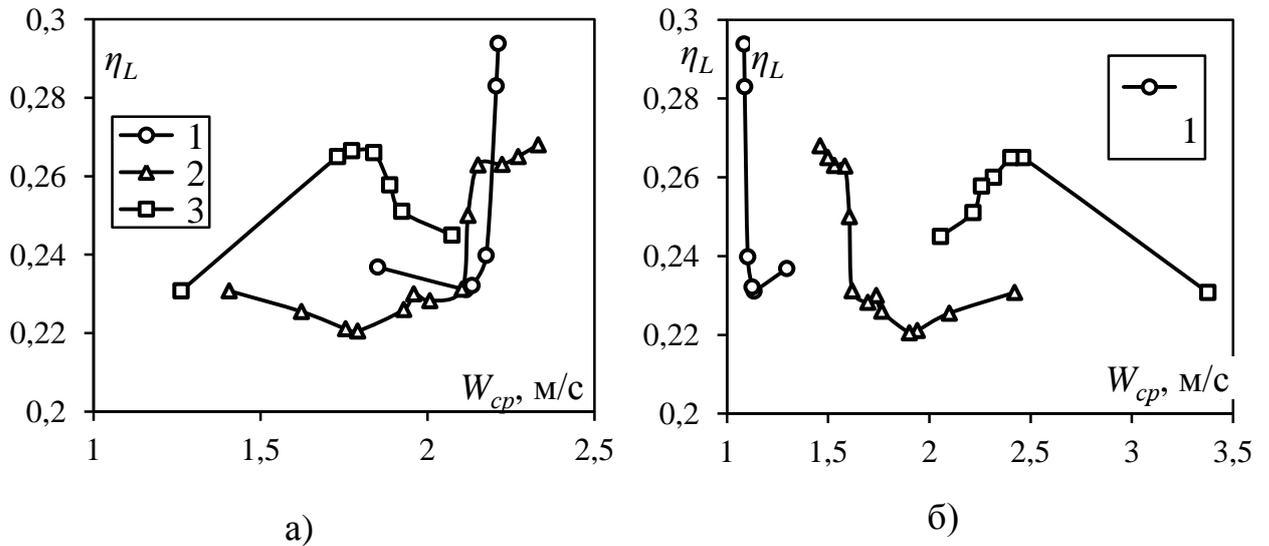


Рис. 5.7 Изменение теплового КПД от среднерасходной скорости газа (а) и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз (б) при различных плотностях орошения q , $\text{м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$: 1 – 10; 2 – 14; 3 – 18

На (рис. 5.7) представлена зависимость теплового КПД от среднерасходной скорости газа и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз на струйно-пленочных контактных устройствах. Как видно из графиков, увеличение плотности орошения приводит к незначительному повышению теплового КПД. Так, например, при увеличении плотности орошения с 14 до 18 $\text{м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$ наблюдается рост теплового КПД в среднем на 11%.

Из ранних исследований [87-95] видно, что в градирнях доля теплообмена испарением весьма высока, поэтому с достаточной точностью (без учета конвекции, конденсации пара и теплопроводности) уравнение

теплового баланса можно записать в виде:

$$Q = L_m c_L (t_{L0} - t_{Lk}), \quad (0.59)$$

где L_m – массовый расход воды, кг/с; c_L – удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·К).

Материальный баланс (баланс влаги) определяется равенством между количеством испарившейся жидкости и приращением влагосодержания воздуха:

$$\Delta L_m = G_m (x_k - x_0), \quad (0.60)$$

где G_m – массовый расход воздуха, кг/с; x_0 , x_k – влагосодержания насыщенного воздуха на входе в градирню и на выходе из нее, кг/кг.

С другой стороны, количество испарившейся жидкости можно определить по уравнению:

$$\Delta L_m = \frac{Q}{r_G}, \quad (0.61)$$

где r_G – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Тогда влагосодержание насыщенного воздуха на выходе из градирни определится:

$$x_k = x_0 + \frac{\Delta L_m}{G_m}, \quad (0.62)$$

Таким образом, КПД тепломассообменного аппарата при испарении воды определится:

$$E = \frac{x_k - x_0}{x_p - x_0}, \quad (0.63)$$

где x_p – равновесное влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг.

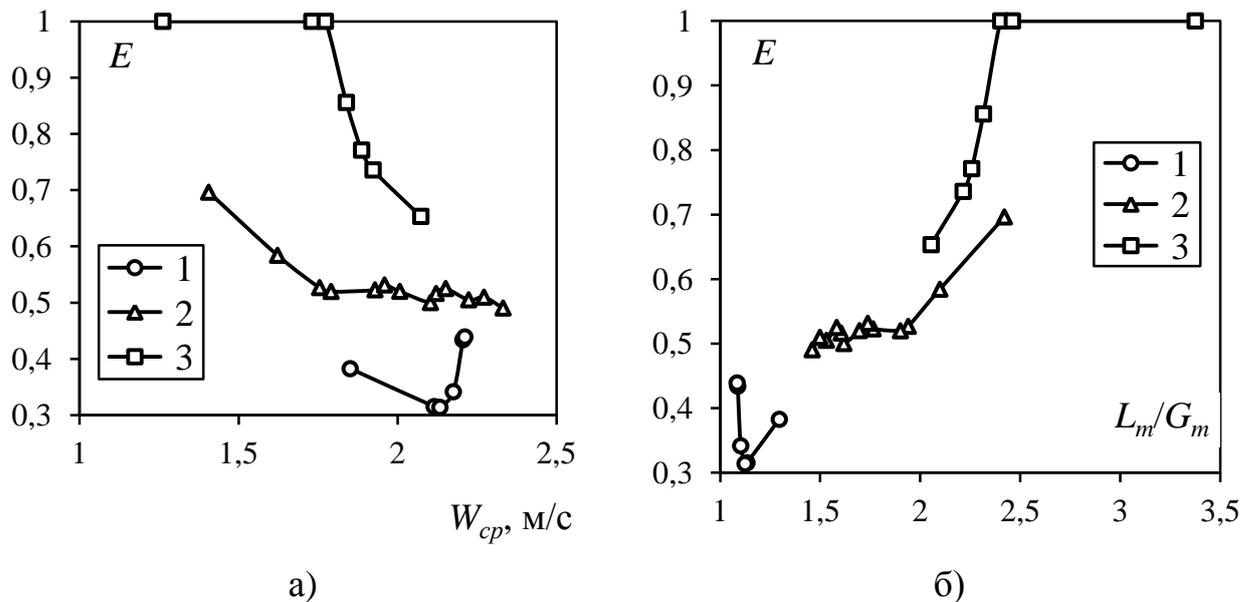


Рис. 5.8 Зависимость изменения КПД теплообменного аппарата от среднерасходной скорости воздуха (а) и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз (б) при различных плотностях орошения q , $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$: 1 – 10; 2 – 14; 3 – 18

Как видно из графиков, представленных на (рис. 5.8), при высоких соотношениях L_m/G_m КПД теплообменного аппарата может достигать 100%. Значит, при данных режимах работы на высоте аппарата равной 510 мм достигается термодинамическое равновесие. Это объясняется увеличением времени контакта фаз при невысоких скоростях потока охлаждающего воздуха.

Таким образом, можно сделать вывод, что при проведении тепло- и массообменных процессов в аппаратах со струйно-пленочными контактными устройствами необходимо пытаться выбирать такие значения удельных нагрузок L_m/G_m , скоростей воздуха, и плотностей орошения, которые соответствуют сравнительно высокой тепло- и массообменной эффективности при невысоком гидравлическом сопротивлении. Основное преимущество использования струйно-пленочного контактного устройства в градирнях происходит за счет экономии энергетических ресурсов, равномерного распределения воды по сечению аппарата.

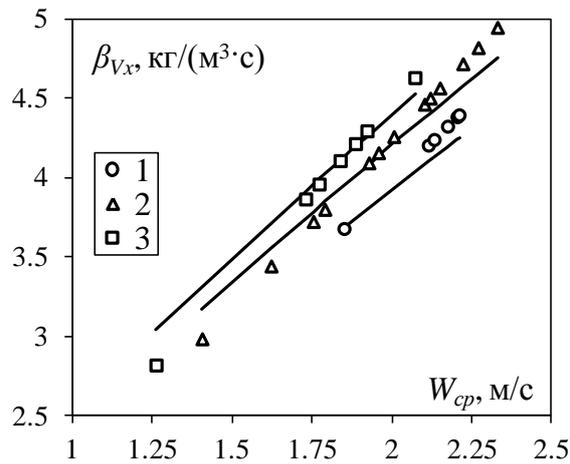


Рис. 5.9. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от среднерасходной скорости воздуха при различных плотностях орошения q_L , кг/м²·с: 1 – 2,73; 2 – 3,88; 3 – 4,85; точки – эксперимент, линии – расчет по уравнению (5.10).

Результаты экспериментальных исследований по охлаждению воды в струйно-пленочных контактных устройствах позволяют оценить изменение влагосодержания насыщенного воздуха на входе в блок градирни и на выходе из него. На основе обработки опытных данных, получено выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи при охлаждении воды в предлагаемых контактных устройствах в виде:

$$\beta_{Vx} = 1,66 \cdot q_L \cdot \left(\frac{G_m}{L_m} \right)^{0,8} \quad (0.64)$$

Полученное эмпирическое уравнение (4) позволяет оценить значение объемного коэффициента массоотдачи для разработанной насадки. При аппроксимации опытных данных максимальная относительная погрешность составила не более 8%, а средняя относительная погрешность не превышает 2,3%.

Из графика, представленного на (рис. 5.9), видно, что увеличение среднерасходной скорости воздуха приводит к росту значений объемного коэффициента массоотдачи. Это обуславливается увеличением степени турбулентности газового потока и ростом касательных напряжений, приводящие к увеличению коэффициента массоотдачи согласно аналогии Чилтона-Кольборна. С увеличением плотности орошения наблюдается так же повышение объемного коэффициента массоотдачи, обусловленное

увеличением смоченной поверхности насадки. Однако, увеличение плотности орошения на 77,6% приводит к росту значений объемного коэффициента массоотдачи в среднем всего лишь на 5,5%.

Сравнение значений объемных коэффициентов массоотдачи с различными типами оросителей, широко используемых в промышленности, представлено на (рис. 5.10). Расчеты проводились для градирни с площадью орошения 100 м^2 , массовый расход воды составлял 896 т/ч , массовый расход воздуха изменялся от $239,2 \text{ т/ч}$ до $2939,2 \text{ т/ч}$.

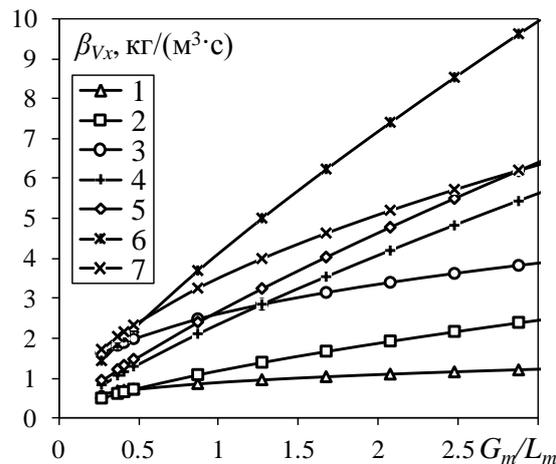


Рис. 5.10. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от сопоставления удельных нагрузок воздуха и воды для различных блоков оросителей градирни: 1 – капельно-пленочный ороситель ($A = 0,36$; $n = 0,28$); 2 – пленочный асбестоцементный ($A = 0,479$; $n = 0,66$); 3 – ороситель призма ПР50 ($A = 1,05$; $n = 0,36$); 4 – сетчатая насадка (по уравнению $\beta_{Vx} = 0,93 \cdot q_L^{1,02} \cdot (G_m/L_m)^{0,79}$); 5 – сетчатая насадка (по уравнению $\beta_{Vx} = 1,04 \cdot q_L^{1,04} \cdot (G_m/L_m)^{0,79}$); 6 – предлагаемый струйно-пленочный ороситель ($A = 1,66$; $n = 0,8$); 7 – ороситель из решетчатых элементов ПР50 ($A = 1,41$; $n = 0,54$).

Видно, что при малых соотношениях удельных нагрузок (G_m/L_m до 0,5) наиболее эффективным является ороситель из решетчатых элементов. Далее при увеличении массового расхода воздуха наибольший объемный коэффициент массоотдачи наблюдается у предлагаемых струйно-пленочных устройств. Это обуславливается высокой степенью интенсификации перемешивания в стекающей пленке жидкости при высоких скоростях

воздуха. Кроме того, отличительной особенностью разрабатываемых контактных устройств является возможность устойчивой работы с минимальным уносом жидкой фазы при среднерасходных скоростях воздуха до 2,4 м/с.

5.3 Сравнительный анализ по энергетическим затратам поперечно точной градирни NC8414V-1 и противоточной градирни со струйно-плёночными теплообменными контактными устройствами

Исходные данные для расчета градирен: производительность 5000 м³/час; температура горячей воды 27°С; температура охлажденной воды 22°С; температура мокрого термометра 19,2°С.

Теплота, отдаваемая в градирне водой, определяется по следующему выражению:

$$Q = L_m c_w (t_{в.н.} - t_{в.к.}), \quad (0.65)$$

где L_m – массовый расход воды, кг/с; c_w – удельная массовая изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С); $t_{в.н.}$, $t_{в.к.}$ – начальное и конечное значение температуры воды, °С.

Уравнение передачи теплоты от воды к воздуху в оросителе имеет вид

$$Q = \beta_{xv} V_{op} k \Delta I_{cp}, \quad (0.66)$$

где β_{xv} – объемный коэффициент массоотдачи средний по объему оросителя, относящийся к разности влагосодержаний, кг/(м³·с·кг/кг сух.в-ха);

V_{op} – объем оросителя, м³;

k – поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение расхода воды за счет ее испарения;

ΔI_{cp} – средняя разность значений удельных энтальпий влажного воздуха, т.е. разность значений энтальпии насыщенного воздуха в пограничном слое у поверхности плёнки воды, стекающей по оросителю, и энтальпии воздуха в ядре потока между пластинами оросителя, кДж/кг сухого воздуха.

Величина β_{xv} находится непосредственно в прямой зависимости от количества воздуха и воды, проходящих через градирню, и от типа и

конструкции оросителя градирни. Эта зависимость в общем виде описывается эмпирической формулой:

$$\beta_{xv} = A\lambda^m g_{\text{вода}}, \quad (0.67)$$

где $g_{\text{вода}}$ – плотность орошения, (кг/с·м²);

$\lambda^m = G_m/L_m$ – отношение массового расхода воздуха к массовому расходу воды;

коэффициенты A и m являются постоянными для определенной конструкции оросителя.

Коэффициент k может быть найден как:

$$k = 1 - \frac{c_{pв} \bar{t}_{в.к.}}{r}, \quad (0.68)$$

где r – теплота парообразования при температуре $\bar{t} = 0,5(t_{в.н.} + t_{в.к.})$, кДж/кг.

Средняя разность удельных энтальпий влажного воздуха в оросителе градирни определяется следующим образом. Если отношение разностей энтальпий $\Delta I_{\bar{o}} / \Delta I_{\bar{m}} = (I_1'' - I_2) / (I_2'' - I_1) > 1,8$, то средняя разность находится по формуле:

$$\Delta I_{cp} = \frac{\Delta I_{\bar{o}} - \Delta I_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta I_{\bar{o}}}{\Delta I_{\bar{m}}}} = \frac{(I_1'' - I_2) - (I_2'' - I_1)}{\ln \frac{(I_1'' - I_2)}{(I_2'' - I_1)}}, \quad (0.69)$$

Если же $\Delta I_{\bar{o}} / \Delta I_{\bar{m}} = (I_1'' - I_2) / (I_2'' - I_1) \leq 1,8$, то средняя разность может быть найдена как среднее арифметическое:

$$\Delta I_{cp} = 0,5(\Delta I_{\bar{o}} + \Delta I_{\bar{m}}) = 0,5((I_1'' - I_2) + (I_2'' - I_1)), \quad (0.70)$$

где I_1, I_2 – удельные энтальпии воздуха в ядре потока между пластинами при входе в ороситель и на выходе из него, кДж/кг сух. в-ха;

I_1'', I_2'' – удельные энтальпии насыщенного воздуха у поверхности плёнки воды, стекающей по оросителю, т.е. при температуре воздуха, равной температуре воды, и относительной влажности $\phi = 100\%$. Соответственно I_1'' – вверху оросителя и I_2'' – внизу оросителя.

В случае, когда в градине наблюдается перекрестное движение воды и воздуха необходимо учитывать поправочный коэффициент ε_I , который определяет из графика по вспомогательным параметрам :

$$P = \frac{I_2 - I_1}{I_1'' - I_1} \text{ и } P = \frac{I_1'' - I_2''}{I_2 - I_1}.$$

В связи с тем, что расчет по существующим классическим методикам не возможен, используют итерации для определения расхода воздуха, поступающего в оросители. Достоверность определяется по тепловому балансу.

Энергетические затраты определяем по следующему выражению:

$$N = G_v \Delta p_{op}, \quad (0.71)$$

где Δp_{op} – гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата, которое определяется [96]:

$$\Delta p_{op} = A \Delta p_{cух}, \quad (0.72)$$

где $\Delta p_{cух}$ – гидравлическое сопротивление неорошаемого слоя насадки;

Коэффициент A показывает, во сколько раз сопротивление орошаемой насадки больше, чем сухой. Его можно определить из выражения

$$A = 1 + C \left(\frac{L_m}{G_m} \right)^{0,405} \left(\frac{\rho_{воздух}}{\rho_{вода}} \right)^{0,225} \left(\frac{\mu_{вода}}{\mu_{воздух}} \right)^{0,0405}$$

$$\Delta p_{cух} = \zeta \frac{H}{d_s} \frac{\rho_{воздух} w^2}{2}, \quad (0.73)$$

где $\zeta = 4 \left(\frac{40}{Re} + 0,75 \right)$ - коэффициент трения, где $Re = \frac{w d_s \rho_{воздух}}{\mu_{воздух}}$;

H – высота слоя насадки, м;

$d_s = \frac{4\varepsilon}{a}$ – эквивалентный диаметр канала, м;

где ε – свободный объем насадки, м³/м³;

a – удельная поверхность насадки м²/м³;

w – рабочая скорость газа, м/с;

где F - площадь поверхности на входе в ороситель со стороны газа, м².

Рабочую скорость газа рассчитывают из следующего соотношения [97]:

$$w = 0,3w_{np}, \quad (0.74)$$

где w_{np} – предельная фиктивная скорость газа, которую выводим из выражения:

$$\lg \left[\frac{w_{np}^2}{g\varepsilon^3} \frac{\rho_y}{\rho_x} \left(\frac{\mu_x}{\mu_g} \right)^{0,16} \right] = A - B \left(\frac{L_m}{G_m} \right)^{1/4} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{1/8}, \quad (0.75)$$

где μ_x, μ_g – вязкость соответственно поглотителя при температуре в абсорбере и воды при 20°C, Па·с;

A, B – коэффициенты, зависящие от типа насадки;

L и G – расходы фаз, кг/с.

Соппротивление по воде рассчитывает из следующей формулы:

$$\Delta p_{вода} = \rho_{вода} gh, \quad (0.76)$$

где h – высота градирни.

И тогда затрачиваемая мощность по воде определяется следующим образом:

$$N = L_v \Delta p_{вода}, \quad (0.77)$$

Нам представлены 10 поперечно точных градирен NC8414V-1градирни. Расчет проводился по одной секции градирни. Таким образом, расход, поступающий в одну секцию равен $L_v = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Для того чтобы определить на сколько эффективна данная градирня также был проведен расчет противоточной градирни. Расчеты проводились по классической методике, представленной в методичке [98]. Для того чтобы сравнение было достаточно объективным, данные по расходу жидкости, температурным параметрам приняли равными значениям, использующимся при расчете поперечно точной градирни (расход воды – 5000 м³/час; температура горячей воды 27°C; температура охлажденной воды 22°C; температура мокрого термометра 19,2°C), а также плотность орошения задавали идентичной плотности орошения, рассчитанной при перекрестном взаимодействии (плотность орошения $g_{ж} = 7,68 \text{ кг}/(\text{м}^2/\text{с})$; площадь орошения для поперечно точной градирни равна 18,04 м², а для противоточной – 18,06 м², расстояние,

которое приходится преодолевать воздуху через ороситель равен: перекрестное – 2,2 м, противоточное – 2,45 м). Изменяя значение свободного объема насадки получаем ряд значений энергетических затрат:

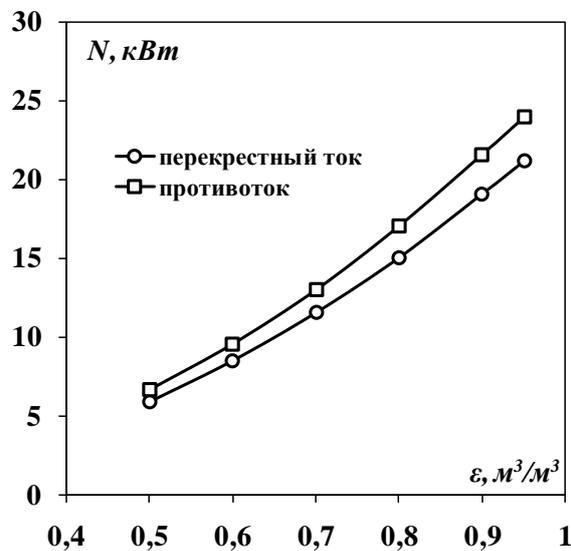


Рис. 5.11 Зависимость энергетических затрат от свободного объема без учета сопротивления на воду $L_v = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$. температура горячей воды 27°C ; температура охлажденной воды 22°C

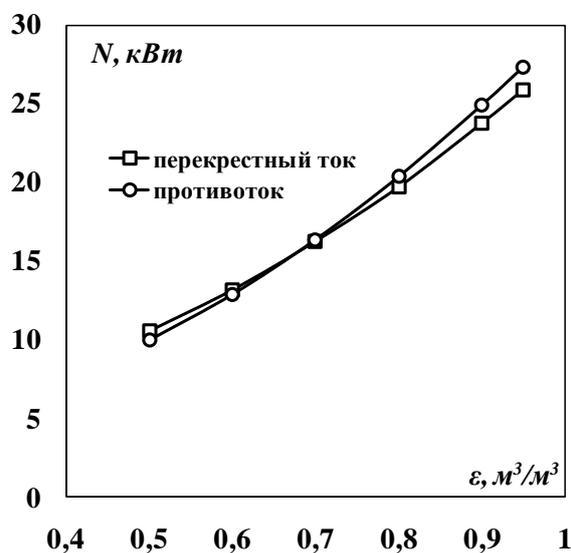


Рис. 5.12 Зависимость энергетических затрат от свободного объема с учетом сопротивления на воду $L_v = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$. температура горячей воды 27°C ; температура охлажденной воды 22°C

На (рис. 5.11) представлены зависимости энергетических затрат, затрачиваемой по воздуху от свободного объема. Как видно из графика, при противотоке потребляется не намного больше количества энергии, при этом,

объем занимаемого оросителем при перекрестном движении фаз значительно меньше ($V_{op\text{перекрестн.}} = 140 \text{ м}^3, V_{op\text{против.}} = 44,26 \text{ м}^3$).

Как видно из графика на (рис. 5.12) энергетические затраты зависят от компоновки элементов в оросителе. При большей плотности расположения элементов энергетические затраты на противоточное взаимодействие возрастают.

На следующем этапе проводилось сравнение уже рассчитанной ранее поперечно точной градирни NC8414V-1с противоточной градирней, в состав которого входят разработанные струйно-пленочные контактные устройства.. Начальные температуры и расход задавался аналогично, однако, расход который приходится на одну секцию градирни для противоточной из 6 секций равен 230,9 кг/с (для поперечно точной для одной секции из 10 – 52,3 кг/с). Площадь орошения принимали равной 64 м^2 и исходя из этого рассчитывали плотность орошения насадки ($g_{ж} = 3,607 \text{ кг}/(\text{м}^2/\text{с})$). Проведя остальные расчеты, были получены следующие данные (рис. 5.13, рис. 5.14)

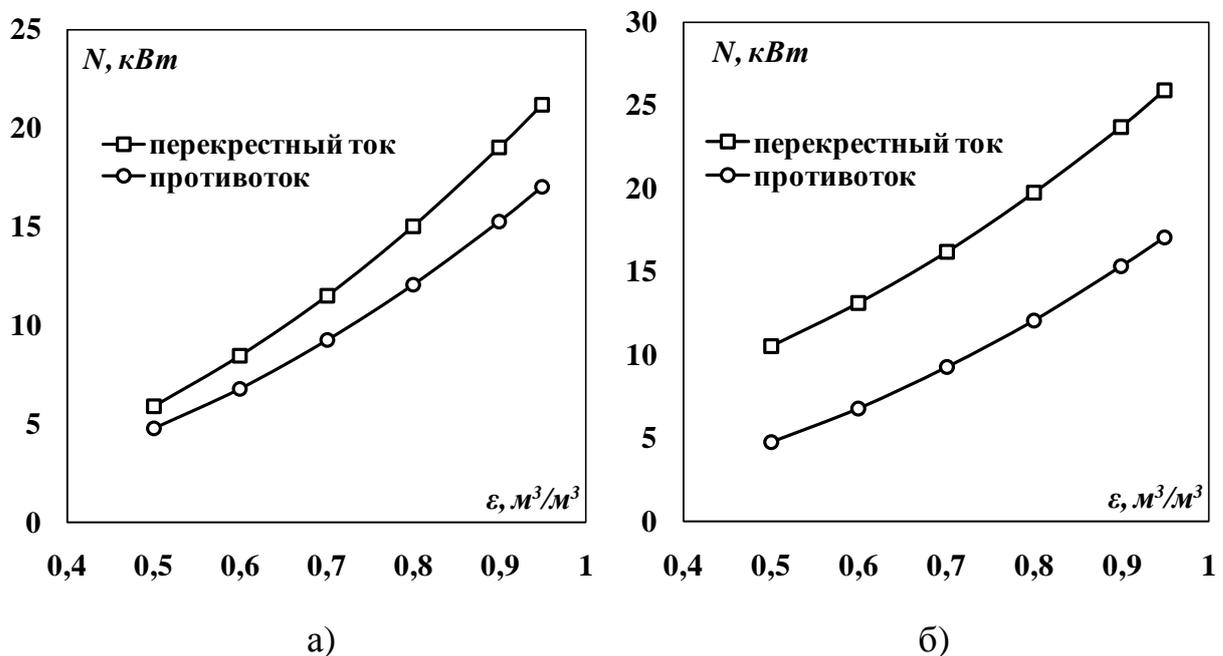


Рис. 5.13 Зависимость энергетических затрат от свободного объема без учета сопротивления на воду ((а) – для одной секции, (б) – для 6 секций (противоточная градирня) и 20 секций (поперечно точная градирня)) $L_v = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$. температура горячей воды 27°C ; температура охлажденной воды 22°C

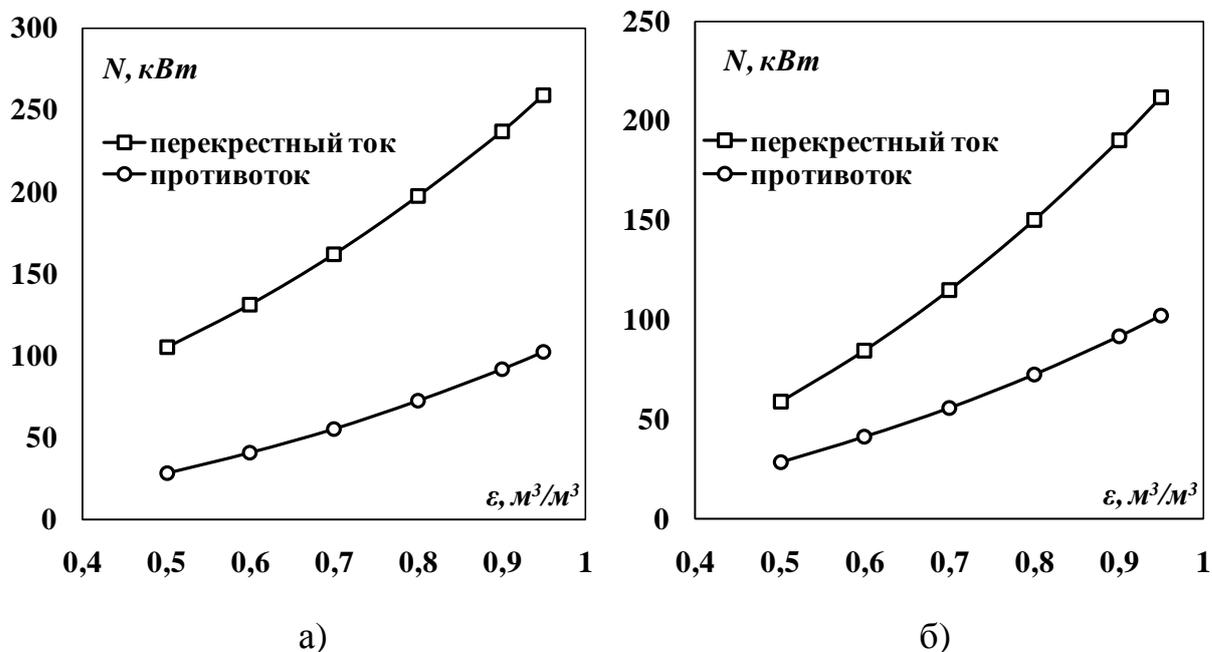


Рис. 5.14 Зависимость энергетических затрат от свободного объема с учетом сопротивления на воду ((а) – для одной секции, (б) – для 6 секций (противоточная градирня) и 20 секций (поперечно точная градирня))

Из (рис. 5.13 и рис. 5.14) видно, что энергетические затраты у поперечно точной градирни значительно выше затрат, чем у исследуемой противоточной. Этот факт связан с тем, что площадь поверхности на входе в градирню воздуха значительно выше, а объемы оросителя меньше чем у поперечно точной градирни (объем оросителя для противоточной – $118,41 \text{ м}^3$, для поперечно точной – 140 м^3). Таким образом, расстояние, которое необходимо преодолеть воздуху через ороситель меньше, а значит гидравлическое сопротивление, как и энергетические затраты, ниже (расстояние, которое приходится преодолевать воздуху через ороситель равен: перекрестное – 2,2 м, противоточное – 1,85 м).

Энергетические затраты на преодоление сопротивления вызванного потоком воды через форсунки, а также при прохождении каплеуловителей часто сопоставимо с энергетическими затратами при прохождении оросителя.

Следует также отметить, что при данных параметрах воды и воздуха (расход и температуры) средняя движущая сила у градирен с перекрестным током оказывается примерно в 2 раза ниже, чем у противоточных градирен,

что приводит к необходимости прокачивать большие объемы воздуха через ороситель. Поэтому энергетические затраты в случае противоточного взаимодействия оказываются значительно ниже.

5.4 Технико-экономический анализ применения аппаратов со струйно-пленочными теплообменными контактными устройствами

Существование большого разнообразия конструкций градирен определяет необходимость выработки критериев, позволяющего оценить эффективность и экономичность конструкции. В различных работах [99] приведены сравнительные анализы водоохладителей различных типов по коэффициенту теплоэнергетической эффективности, энтальпийному коэффициенту эффективности и температурному коэффициенту эффективности [100,101].

Оценить эффективность охлаждения воды воздухом можно по формуле Кирпичева:

$$\zeta = Q/N, \quad (0.78)$$

где ζ – удельный тепловой поток установки охлаждения воды, кВт/кВт; Q – тепловая нагрузка водоохладителя, кВт; N – энергия на перекачивание воздуха и воды, кВт.

Энергетические затраты на перекачивание жидкости можно определить по следующей формуле:

$$N = (p_o + \Delta p)L, \quad (0.79)$$

где $p_o = \xi \frac{\rho w^2}{2}$ – давление создаваемое на выходе из отверстия, $\Delta p = \rho gh$ – давление создаваемая перепадом высоты жидкости, L – расход жидкости.

Коэффициент сопротивления перетеканию потока через отверстие в стенке определяется по следующему выражению [78]:

$$\xi = \xi' + \tau + 1 + \xi_{mp}, \quad (0.80)$$

Установлено, что наибольшей эффективностью характеризуются брызгальные градирни и градирни с регулярной насадкой, однако данные

устройства имеют существенный недостаток, повышенный капельный унос. Необходимо решить проблему улавливания уносимых капель. Исследования показали, что использование вихревой камеры при охлаждении оборотной воды является перспективной, сокращая энергетические затраты на охлаждение воды [102]. Однако и у данных устройств есть ряд недостатков, в связи с этим было предложено струйно-пленочное контактное устройство, которое обладает высокой эффективностью охлаждения воды, малым капельным уносом жидкости.

Для определения оценки экономической эффективности разработанных конструкций произвели расчет экономического эффекта при замене основной части устройства градирни БМГ-100 [103]. Блочная микро-градирня нового поколения БМГ-100 состоит из сборного металлического каркаса, защищенного антикоррозионным покрытием, имеет обшивку, которая представляет собой оцинкованные панели с двухсторонним порошковым покрытием, систему водораспределения, позволяющую осуществить равномерную плотность орошения по всей площади градирни, пластиковый или стальной поддон для сбора воды с повышенной антикоррозийной защитой (цинкование + многослойная полимерная краска). Высокоэффективные полимерные ороситель и водоуловитель из конструктивно выполненных модульных элементов легко перемещается при сборке и демонтаже. Тихоходный, многоскоростной вентилятор с шумогасящим корпусом с улучшенной аэродинамикой, вентилятор снабжен высокопрофильными полированными лопастями из многослойного стеклопластика, изготовленных по авиационной технологии. Подача воздуха вентилятором производится в режиме регулирования оборотов, что позволяет использовать экономичный режим регулирования температуры воды и минимизировать потребление электроэнергии [103].

Таблица 4. – Сравнительные показатели градирни БМГ-100, вихревой камеры и струйно-пленочного контактного устройства

Наименование затрат и работ	Единица измерения	Градирня БМГ-100	Вихревая камера с дисковым распылителем	Струйно-пленочное контактное устройство
Расход воды	м ³ /ч	70	70	70
Температура нагретой воды	°С	50	50	50
Температура охлажденной воды	°С	25	25	25
Энергетические затраты на перекачивание воздуха	кВт	10	10	10
Отношение теплового потока к мощности, затрачиваемой на перекачивание потоков воздуха и воды	Вт/Вт	0,021097	0,02721513	0,02826998

Примечание: *Цена 1 тонны металлоконструкции 100000 руб, сюда входит монтаж 1/3 цены; **Цена 1 ГДж электроэнергии равна 583,33 рубля

Результаты сопоставления технико-экономических показателей градирни БМГ-100, вихревой камеры с дисковым распылителем и струйно-пленочного контактного устройства представлены в таблице 4. Оценочные энергетические затраты на перекачивание воды могут быть снижены более чем в 1,3 раза по сравнению с градирней БМГ-100. Таким образом, использование разработанного аппарата в строящихся и существующих производствах целесообразно

Выводы по главе 5

Получена путем аппроксимации математическая зависимость позволяющая определить среднерасходную скорость движения воздуха, при которой происходит полный унос жидкости; зависимость уноса жидкости от среднерасходной скорости; зависимость уноса жидкости от отношения массового расхода воды к массовому расходу воздуха при различных уровнях жидкости в тарелках. Создана экспериментальная установка для проведения исследований по определению тепло- и массообменной эффективности струйно-пленочных контактных устройств на системе воздух – вода. Определена зависимость изменения КПД теплообменного аппарата от среднерасходной скорости воздуха и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз при различных плотностях орошения.

Получено эмпирическое уравнение позволяющее оценить значение объемного коэффициента массоотдачи для разработанной насадки.

При данных параметрах воды и воздуха (расход и температуры) средняя движущая сила у градирен с перекрестным током оказывается примерно в 2 раза ниже, чем у противоточных градирен, что приводит к необходимости прокачивать большие объемы воздуха через ороситель. Поэтому энергетические затраты в случае противоточного взаимодействия оказываются ниже.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе анализа обзора существующих перспективных конструкций контактных устройств были разработаны и защищены патентами конструкции струйно-пленочных контактных устройств, благодаря которым достигается равномерное распределение воды по рабочей зоне аппарата, снижение энергетических затрат. Предложенные конструкции рекомендованы к внедрению на ФКП «КЗТМ».
2. Получены уравнения для определения геометрических размеров струйно-пленочного контактного устройства с целью обеспечения устойчивой работы аппарата. Установлено, что в устройстве с шириной сливного стакана 200 мм барботаж начинается при скорости воздуха 2,4 м/с.
3. В результате экспериментальных и численных исследований получены зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от отношения массовых расходов жидкой и газовой фаз при различной скорости воздуха на входе в аппарат.
4. Экспериментально исследовано растекание воды по перегородкам струйно-пленочного контактного устройства с лепестками. Выявлен рациональный размер этих лепестков, при котором пленка воды имеет наибольшую площадь растекания – 15мм.
5. Разработано математическое описание процесса охлаждения воды в струйно-пленочных контактных устройствах. Получены зависимости входных и выходных температур и расходов, показано, что теплообмен зависит от ширины сливного стакана, коэффициента теплоотдачи, в то же время скорость воздуха не оказывает большого воздействия на теплообмен.
6. На основе обработки опытных данных, получено выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи при охлаждении воды в предлагаемых контактных устройствах.
7. Представлено сравнение значений объемных коэффициентов массоотдачи с различными типами оросителей, широко используемых в промышленности. Оценочные энергетические затраты на перекачивание воды могут быть снижены более чем в 1,3 раза по сравнению с градирней БМГ-100.

ДАЛЬНЕЙШИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Конструкции всех мокрых градирен в большей, или меньшей степени контактируют с охлаждаемой оборотной водой. Это касается как рабочих колес, корпусов вентилятора, на которые попадают капли воды и конденсируется пар, так и несущих конструкций, обшивки, систем водораспределения. В России подавляющее большинство градирен проектируются из металла. В условиях промышленных объектов с наличием химически агрессивной среды для увеличения срока службы применяются различные способы защиты - эмали, цинкосодержащие составы, горячее оцинкование. Опыт эксплуатации показывает, что металлические градирни, в следствии коррозии, требуют проведения ремонтных работ с частичной или полной заменой элементов, а также необходимостью полной остановки оборудования. Все это приводит к большим финансовым потерям, росту стоимости владения и сокращению сроков эксплуатации градирни. Выходом из данной ситуации может быть применение профилей из армированного волокнами стеклопластика. Он обладает высокой коррозионной, химической, электрохимической и биологической стойкостью. Следует также отметить, что при использовании современных смол, его физико- механические характеристики так же высоки. Наибольшей прочностью и жесткостью обладают стеклопластики, содержащие ориентированно расположенные непрерывные волокна. При этом вес изделий в несколько раз ниже аналогичных стальных, что существенно облегчает монтажные работы. Срок службы заявленный изготовителями более 25 лет. Однако, изделия из этих материалов обладают плохой смачиваемостью поверхности, поэтому желательно выполнить исследования работы струйно- пленочных контактных устройств выполненных из армированного стеклопластика.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

L'_{m1} – массовый расход жидкости вытекающей из самого верхнего отверстия, кг/с. α – коэффициент Кориолиса; ζ – коэффициент местного сопротивления отверстия; ε_{01} – степень сжатия струи; p_1, p_2 – давления газа под элементом и над ним соответственно, Па; A – константа; b – ширина контактного элемента, м; c_a – коэффициент аэродинамического сопротивления; c_L – удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·К); d – диаметр струи, м; d_0 – диаметр отверстий, м; d_1 – диаметр струи в момент контакта с жидкостью в контактном элементе, м; D_L – коэффициент молекулярной диффузии распределяемого компонента в жидкой фазе, м²/с; dM_f – количество вещества перешедшего из пленки жидкости в газ на участке высотой dz ; E_M – эффективность по Мэрфри; E_{My} – эффективность по Мэрфри в газовой фазе; E – КПД контактной ступени; F – поверхность жидкостной пленки, м²; F_G – площадь образующихся пузырей, м²; F_k – поверхность жидкости в контактном элементе, м²; Fr – число Фруда; g – ускорение свободного падения, м/с²; G_{CO_2}, G_A – объемный расход диоксида углерода и воздуха, м³/с; G_m – массовый расход газа (пара), кг/с; L_m – массовый расход жидкости, кг/с; L_{m1} – массовый расход жидкости в одном контактном элементе, кг/с; L_V – объемный расход жидкости, м³/с; G_V – объемный расход газа (пара), м³/с; h – расстояние между смежными сливными стаканами, м; h_1 – высота вертикальных стенок сливных стаканов, м; h_2 – высота слоя жидкости в контактном элементе, м; h_3 – глубина проникновения газовых пузырей, м; h_4 – высота контактной ступени, м; H – высота слоя контактных элементов, м; k – константа; K_x – коэффициент массопередачи, отнесенный к концентрации в жидкой фазе, м/с; l – длина до распада струи, м; L_f – объемный расход стекающей пленки жидкости, м³/с; m – тангенс угла наклона кривой равновесия жидкость-пар; n – количество ячеек в поперечном сечении аппарата; n_0 – количество отверстий в одном контактном элементе; n_{oy} – число единиц переноса в газовой фазе; N_b, N_n – число действительных тарелок в верхней и нижней частях колонны соответственно; Nu_G – число Нуссельта в газовой фазе; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); N_x – число единиц переноса для

пленки; P – давление газа при нормальных условиях, Па; P_p – давление газа при рабочих условиях, Па; Pr – число Прандтля; $Pe_G = W(h_4 - h_2)/\varepsilon_G$ – модифицированное число Пекле для газа; $Pe_L = U(h_4 - h_2)/\varepsilon_L$ – модифицированное число Пекле для жидкости; q – плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; Q – количество тепла, Дж; Q_d – расход теплоты в дефлегматоре-конденсаторе, кВт/ч; Q_k – расход теплоты в кипятильнике, кВт/ч; r – радиус нахождения газовых пузырей в слое жидкости, м; r_G – удельная теплота парообразования, Дж/кг; R – флегмовое число; Re – число Рейнольдса; S_k – площадь поперечного сечения аппарата, м^2 ; S_a – площадь проекции образующейся капли, м^2 ; S – площадь проекции образующегося газового пузыря, м^2 ; S_G – поперечное сечение для прохода пара, м^2 ; S_L – поперечное сечение пленки, м^2 ; Sc – число Шмидта; Sh – число Шервуда; t_{L0} – температура воды на входе в аппарат, $^\circ\text{C}$; t_{Lk} – температура воды на выходе из аппарата, $^\circ\text{C}$; t_{Lp} – равновесная температура воды, $^\circ\text{C}$; T – температура газа при нормальных условиях, К; T_p – температура газа при рабочих условиях, К; U – скорость в струе жидкости, м/с; U_1 – скорость струи в момент контакта с жидкостью в контактном элементе, м/с; U_2 – скорость струи в момент влета в жидкость в контактном элементе, м/с; U_{cp} – среднерасходная скорость истечения жидкости из сливных отверстий, м/с; U_{cpk} – скорость жидкости в контактном элементе, м/с; U_{cpm} – средняя скорость жидкости в струе, м/с; W_a – установившаяся скорость всплытия, м/с; We – критерий Вебера; W_G – действительная скорость газа, м/с; W_{cp} – среднерасходная скорость газа, м/с; x – концентрация распределяемого компонента в жидкой фазе; $x^*(y)$ – равновесная концентрация распределяемого компонента в жидкой фазе; x_0, x_k – влагосодержание насыщенного воздуха на входе и на выходе из контактной ступени, кг/кг; x_p – равновесное влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг; x_1 – начальная концентрация распределяемого компонента в жидкой фазе (на входе в контактную ступень); x_2 – конечная концентрация распределяемого компонента в жидкой фазе (на выходе из контактной ступени); y – концентрация распределяемого компонента в паровой фазе; y_0 – начальная концентрация распределяемого компонента в

паровой фазе (на входе в контактную ступень); z – расстояние от нижней точки контактного элемента до места расчета скорости, м; β_x, β_y – коэффициенты массоотдачи в жидкой и паровой фазах соответственно, м/с; Γ – линейная массовая плотность орошения, кг/(м·с); ΔL_m – количество испарившейся жидкости, кг; $\Delta P_{\text{сух}}$ – сопротивление сухого слоя контактных элементов, Па; ΔP – гидравлическое сопротивление, Па; δ_f – толщина пленки, м; δ_s – толщина стенки перегородки, м; ε_G – коэффициент продольного перемешивания в паре; ε_L – коэффициент продольного перемешивания в жидкости; η_L – тепловой КПД; θ – приведенная толщина пленки жидкости, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); μ_L – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с; ν_G – коэффициент кинематической вязкости газа, м²/с; ν_L – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с; ξ – коэффициент сопротивления; ρ_G – плотность газа, кг/м³; ρ_L – плотность жидкости, кг/м³; σ – поверхностное натяжение, Н/м; τ – время обновления поверхности, с; τ_G – среднее время всплытия пузырей, с; τ_1 – время контакта газа и жидкости, при ее прохождении между двумя контактными устройствами, с; φ – коэффициент скорости истечения; χ_h – коэффициент, учитывающий влияние уровня жидкости в сливном стакане.

Нижние индексы: 0 – начальное значение; a – капля; p – равновесное значение; L – жидкая фаза; G – газовая фаза; f – пленка; m – массовый расход; V – объемный расход.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лаптев, А. Г., Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов./ Лаптев, А. Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. //Учебно-справочное пособие. – М.: «Теплотехник», 2011. – 335 с.
2. Кардаш, М. М. Разработка технологии получения высокоэффективных хемосорбентов для очистки воды / М. М. Кардаш, И. А. Тюрин // сб. трудов XXIV Междунар. науч. конф. «Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-24» : в 10 т. Т. 4. Секция 4 / под. общ. ред. В. С. Балакирева. – Киев : Национ. техн. ун-т Украины «КПИ», 2011. – С. 61-63.
3. Локшин А.А. Установки электродиализа для повышения эффективности систем оборотного водоснабжения промышленных предприятий / Локшин А.А., Володин Д.Н., Локшина А.А. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2014. – № 3. – С. 33-36.
4. Данилов-Данильян, В. И. Водные ресурсы мира и перспективы водохозяйственного комплекса России / В. И. Данилов-Данильян. – М. : ООО «Типография ЛЕВКО», Институт устойчивого развития/Центр экологической политики России – 2009. – 88 с.
5. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2016 году». – М.: Минприроды России; НИА-Природа. – 2017. – 760 с.
6. Фирдман А.А. Управление водными ресурсами – при наличии оборотного водоснабжения // Экономика и математические методы – 2012. – Т. 48, № 2. – С. 15-29
7. Шевелев С.А. О влиянии процессов испарения воды на эффективность охлаждения в градирнях / Шевелев С.А., Зяблова Н.Н. // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330. № 3. С. 217-224.
8. Ясинский, В. А. Инвестиционные аспекты развития регионального водного сектора : отраслевой обзор №12 / В. А. Ясинский, А. П. Мироненков, Т. Т. Сарсембеков. – Алматы : Евразийский банк развития, 2011. – 48 с.

-
9. Иванов В.Г. Водоснабжение промышленных предприятий / СПб. : Петерб. гос. ун-т путей сообщения, 2003. - 536 с.
 10. Иванова Т. А. Обратное водоснабжение в техносфере / Иванова Т. А., Керечанина Е.Д., Павлов Н.Д. // Бюллетень научных работ брянского филиала МИИТ – 2015. – № 1(7). – С. 97-99
 11. Боев Е.В., Боева Н.И., Чариков П.Н., Бондарь К.Е. Системы охлаждения оборотной воды промышленных предприятий // Приднепровский научный вестник. 2018. Т. 5. № -3. С. 013-015.
 12. Иванова Т. А., Керечанина Е.Д., Павлов Н.Д. Обратное водоснабжение в техносфере // Бюллетень научных работ брянского филиала МИИТ – 2015. – № 1(7). – С. 97-99
 13. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды / Москва; Ленинград: Госэнергоиздат, 1949. — 229 с.
 14. Шибитова Н.В, Шибитов Н.С., Коленчук С.В. Реконструкция вентиляторной насадочной градирни // Известия Волгоградского государственного технического университета – 2012. – Т. 5, № 1 (88). – С. 22-24.
 15. Ming Gao, F. Z. H. Sun, Y. T. Shi, Kai Wang, Y. B. Zhao, Research on the Effect of Cross-wind to Temperature Difference and Efficiency of Natural Draft Counter flow Wet Cooling Tower // Challenges of Power Engineering and Environment – 2007. – С. 513 -517.
 16. Manas M. Patil, Sanket J. Patil, Prashant S. Patil, Suneet J. Mehta, Design and Analysis of Cooling Tower // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET) – 2018. – V. 5, № 2. – P. 2240-2245.
 17. Меренцов Н. А., Голованчиков А. Б, Балашов В. А., Автономные системы оборотного водоснабжения для малотоннажных химических производств // Известия Волгоградского государственного технического университета – 2011. - № 1. - С. 102-104.
 18. Иванов В. Б., Новые технологии охлаждения жидкостей в безнасадочных градирнях // Энергобезопасность и энергосбережение – 2009. - №2(26). – С. 25-28.

-
19. Кучеренко Д.И. Обратное водоснабжение: (Системы водяного охлаждения) \ Кучеренко Д.И., Гладков В.А. // М.: Стройиздат, 1980. — 168 с.
 20. Боев Е.В., Боева Н.И., Каримов О.Х. Использование оборотной воды на промышленных предприятиях // News of Science and Education. 2018. Т. 10. № 3. С. 096-099.
 21. Дмитриев А.В. Охлаждение оборотной воды предприятий энергетики в градирнях со струйно-пленочными контактными устройствами / Дмитриев А.В., Круглов Л.В., Мадышев И.Н., Дмитриева О.С. // Промышленная энергетика. 2018. № 11. С. 45-49.
 22. Крюков О.В. Повышение энергоэффективности водооборотных систем предприятий при оптимизации управления градирнями // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Электротехника, информационные технологии, системы управления – 2016. – № 19. – С. 5 – 27
 23. Берман Л.Д. Градирни / Москва; Ленинград: Госэнергоиздат, 1941. - 207 с.
 24. Принцип работы градирни. Виды градирен [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые дан. – Дзержинск : [б.и.], 2015. – Режим доступа:http://acs-nnov.ru/princip_raboti_i_vydi_gradirni.html#h2_2, свободный.
 25. Шакирбеков Н.А., Смагулова Э.М Сравнительный анализ типов градирен.// Студенческий. 2019. № 11-1 (55). С. 14-16.
 26. Dobrego, K. V. Effect of the Fill Ventilation Window on Performance of a Natural Draft Cooling Tower Subjected to Cross-Winds = Влияние вентиляционного отверстия в оросителе на тепловую работу башенной испарительной градирни в условиях ветра / К. В. Доброго // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. - 2016. - № 5. - С. 452 – 463.
 27. Пат. 2540127 Российская Федерация, МПК F28C 1/00. Градирня с воздухорегулирующими устройствами / Соловьев А.А., Аксютин О.Е., Нигматулин Р.И., Чекарев К.В., Малых Ю.Б.; заявитель и патентообладатель

- Соловьев А.А., Аксютин О.Е., Нигматулин Р.И., Чекарев К.В., Малых Ю.Б – № 2013155583/06; заявлено 16.12.2013; опубликовано 10.02.2015, бюл. № 4
28. Пат. 2511824 Российская Федерация, МПК F28C 1/00. Устройства для предотвращения конденсации, осаждения или образования тумана вне холодильника / Лапшин В.Б., Палей А.А.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Научно-производственное предприятие "ПРОСТОР" (RU) – № 2010107046/06; заявлено 27.02.2010; опубликовано 10.04.2014, бюл. № 10
29. Пат. 2579303 Российская Федерация, МПК F28C 1/16. Оросительные холодильники непосредственного контакта, например градирни / Евсеев Е.И., Кириленко Д.Г., Шелковский В. К.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью Фирма "Газэнергонадка" Открытого акционерного общества "Газэнергосервис" (RU)- № 2015102569/06; заявлено 27.01.2015; опубликовано 10.04.2016, бюл. № 10.
30. Пат. 2519292 Российская Федерация, МПК F28C 1/00 Способ снижения водных потерь из градирни и градирня для его реализации / Васильева М. А., Иванов В.Н., Лапшин В.Б., Романов Н.П., Палей А.А., Савченко А.В., Швырев Ю.Н.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Научно-производственное предприятие "ПРОСТОР" – № 2010111223/06; заявлено 25.03.2010; опубликовано 10.06.2014, бюл. № 16
31. Пат. 2494328 Российская Федерация, МПК F28C 1/16. Устройства для предотвращения конденсации, осаждения или образования тумана вне холодильника / Палей А.А.; заявитель и патентообладатель Палей А.А. - № 2012109991/06; заявл. 15.03.2012; опубл. 27.09.2013, бюл. № 27 – 2с.
32. Вахромеев И.Е., Евчина Ю.Б., Шнайдер Д.А. Автоматизированное управление процессами в охладительных установках электрических станций // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника – 2008. - № 17(117). – С. 50 - 53
33. Иванов В.Б. Новые технологии охлаждения жидкостей в безнасадочных градирнях // Энергобезопасность и энергосбережение – 2009. – № 2. – С. 25 – 28

34. Сальникова П. П., Сальников В. Г., Рябова Н. М., Определение деформационных параметров б-секционной вентиляторной градирни // Интерэкспо Гео-Сибирь – 2017. – Т. 1. - С. 85-92.
35. Ющенко В.Д. Анализ работы вентиляторных градирен с различными системами распределения воды и ее контакта с воздухом / Ющенко В.Д., Лесович Е.В., Зыков А.В., Хоняк Е.А. // В сборнике: Развитие инженерно-технических методов природообустройства и водопользования Сборник научных трудов. Калининград, 2018. С. 109-117.
36. Расчёт вентиляторной градирни с капельным орошением / Меренцов Н.А., Голованчиков А.Б., Балашов В.А., Рязанов М.Г., Чугунова Е.Е. // Известия ВолгГТУ - 2014. - № 1 (128). - С. 54-60.
37. Филимонова В .А., Лазарева Е.А. Современные башенные вентиляторные градирни // Вологдинские чтения – 2009 – № 76. – С. 136 – 137
38. Пат. 2610630 Российская Федерация, МПК F28C 1/00. Вентиляторная градирня / Кочетов О.С.; заявитель и патентообладатель Кочетов О.С. - № 2015153473; заявл. 14.12.2015; опубл. 14.02.2017, бюл. № 5 – 2с.
39. Пат. 2016109655 Российская Федерация, МПК F28C1/00. Холодоаккумуляционная градирня / Маринюк Б.Т., Серенов И.И., Угольников М.А., Спритнюк С.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский политехнический университет"- № 2016109655; заявл. 18.03.2016; опубл. 19.04.2017, бюл. №1 – 2с.
40. Фарахов Т.М., Башаров М.М., Шигапов И.М. Гидравлические характеристики новых высокоэффективных нерегулярных теплообменных насадок // Электронный научный журнал нефтегазовое дело – 2011 – № 2. – С. 192 – 207
41. Мисюля, Д. И. Экспериментальные исследования регулярной насадки для массообменных аппаратов / Д. И. Мисюля, С. К. Протасов // Труды БГТУ. - Минск : БГТУ, 2014. - № 3 (167). - С. 117-120.

-
42. С.К. Чуракова Классификации контактных устройств с точки зрения организации контакта фаз // Башкирский химический журнал – 2011. – Т.18, № 2 – С. 39-44.
43. Повтарев, И. А. Влияние типа контактного устройства колонного оборудования на гидравлическое сопротивление насадочного слоя / И. А. Повтарев, В. Н. Блиничев, О. В.
44. Карнаух В.В. Особенности гидродинамики в теплообменных аппаратах с насадочным слоем для охлаждения воды / Карнаух В.В., Пундик М.А. // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г: Технические науки. 2018. № 4. С. 57-65.
45. Бондарь К.Е. Повышение эффективности тепломассообмена в малогабаритных аппаратах охлаждения оборотной воды / Бондарь К.Е., Шулаев Н.С., Исламутдинова А.А., Ягафарова Г.А., Чариков П.Н. // Уральский научный вестник. 2018. Т. 12. № 5. С. 057-060.
46. Меренцов, Н. А. Автономные системы оборотного водоснабжения для малотоннажных химических производств/Н. А. Меренцов, А. Б. Голованчиков, В. А. Балашов// Известия ВолГТУ – 2011. -№ 1. – С. 102-104.
47. Пушнов А. С., Соколов А. С., Бутрин М. М. Методы интенсификации процесса теплои массообмена в колонных аппаратах с контактными устройствами // Известия МГТУ. – 2013. – № 1 (15). – С. 237–242.
48. В.Д. Ющенко, Е.В. Лесович, А.В.Зыков, Анализ эффективности работы градирен с распылителями водыВестник науки и образования Северо-Запада России – 2017. - № 2(3). – С. 1-7.
49. Дмитриева, Г. Б. Эффективные конструкции структурированных насадок для процессов тепломассообмена / Г. Б. Дмитриева, М. Г. Беренгартен, М. И. Ключенкова, А. С. Пушнов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – № 8. – С. 15-17.
50. Тевосян Н.Х., Юркина М.Ю. Оценка эффективности охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения теплоэлектроцентрали // Вестник Московского энергетического института. Вестник МЭИ. 2018. № 2. С. 35-41.

51. Лаптева Е.А., Лаптев А.Г. Определение тепловой эффективности охлаждения в градирне // Математические методы в технике и технологиях - ММТТ. 2018. Т. 10. С. 25-28.
- 52.. Дмитриев А.В., Хафизова А.И., Круглов Л.В., Дмитриева О.С., Гумерова Г.Х., Гумеров Д.Р. Конструктивное оформление перегородок в струйно-пленочных контактных устройствах // Вестник Технологического университета. 2019. Т. 22. № 1. С. 54-57.
53. Пат. 152191 Российская Федерация, МПК В01D 3/30. Тепломассообменная тарелка со струйно-барботажными контактными устройствами / Мадышев И. Н., Гумерова Г. Х., Николаев А. Н., Дмитриева О. С., Дмитриев А. В.; заявитель и патентообладатель авторы. – № 2014149169/05; заявл. 05.12.2014; опубл. 10.05.2015, Бюл. № 13. – 2 с.
54. Пат. 156379 Российская Федерация, МПК В01D 3/20. Струйно-барботажное контактное устройство для тепломассообменных процессов / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Сагдеева Г. С., Николаев А. Н.; заявитель и патентообладатель Мадышев И. Н., Дмитриев А. В. – № 2015119123/05; заявл. 30.04.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 31. – 2 с.
- 55.Дмитриева О.С., Мадышев И.Н., Дмитриев А.В.Оценка площади межфазного взаимодействия в струйно-барботажных контактных устройствах // Вестник казанского технологического университета. – 2015. – Т. 18, № 9. – С. 147-149.
56. Войнов, Н. А. Гидродинамика, тепло- и массоперенос в пленочных биореакторах / Н. А.Войнов, А. Н. Николаев, О. Н. Войнова //Химия растительного сырья. – 2009. – № 4. – С. 183-193.
57. Дмитриева О.С, Соловьев С.А., Дмитриев А.В. Диспергирование жидкости в струйно-пленочных контактных устройствах // Вестник казанского технологического университета. – 2016. – Т. 19, № 4 – С. 60-62
58. Войнов, Н. А. Гидродинамика, тепло- и массоперенос в пленочных биореакторах / Н. А.Войнов, А. Н. Николаев, О. Н. Войнова //Химия растительного сырья. – 2009. – № 4. – С. 183-193.

59. Кулов, Н. Н. Массоотдача в стекающих пленках жидкости / Н. Н. Кулов, В. В. Максимов, В. А. Малюсов // Теоретические основы химической технологии. – 1983. – Т.17. – № 3 – С. 291-305.
60. Николаев, А. Н. Теплоотдача в пленке жидкости, стекающей по гладкой и шероховатой поверхности / А. Н. Николаев, Н. А. Войнов, Н. А. Николаев // Теоретические основы химической технологии. – 1998. – Т. 32. – № 1. – С. 28-32.
61. Дмитриев А.В. Экспериментальное исследование растекания воды в струйно-пленочном контактном устройстве / Дмитриев А.В., Круглов Л.В., Хафизова А.И., Дмитриева О.С., Молчанов М.А // Вестник Технологического университета. 2018. Т. 21. № 4. С. 78-80.
62. Присяжная С.П. Разработка технологии в охладителях градирни за счет интенсификации тепломассообменных процессов в оросителе / Присяжная С.П., Присяжная И.М., Хондошко Ю.В. // Вестник Амурского государственного университета. Серия: Естественные и экономические науки. 2018. № 81. С. 102-108.
63. Пат. 165690 Российская Федерация, МПК В01D 3/20. Струйно-пленочное контактное устройство для тепломассообменных процессов / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Николаев А. Н.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский государственный энергетический университет». – № 2016104155/05; заявл. 09.02.2016; опубл. 27.10.2016, Бюл. № 30. – 2 с.
64. Пат. 171022 Российская Федерация, МПК В01D 3/20. Контактное устройство с пленочным течением жидкости для тепломассообменных аппаратов / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Николаев А. Н., Круглов Л.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский государственный энергетический университет». – № 2017100316; заявл. 09.01.2017; опубл. 17.05.2017, Бюл. № 14. – 2 с.

65. Пат. 166480 Российская Федерация, МПК F28C 1/00. Струйно-пленочная градирня/ Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Круглов Л.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский государственный энергетический университет». – № 2016119704/06; заявл. 20.05.2016; опубл. 27.11.2016, Бюл. № 33. – 2 с.
66. A.V. Dmitriev, O.S. Dmitrieva, I.N. Madyshev, Determination of the mass-transfer coefficient in liquid phase in a stream-bubble contact device // *Thermal Engineering* – 2016. – Т.9, № 63. – С. 674-677.
67. Дмитриев А.В. Разработка новых видов контактных устройств для интенсификации тепломассообмена и повышения энергоэффективности / А. В.Дмитриев, И. Н. Мадышев // *Вестник Казанского технологического университета*. –2015. – Т. 18, № 8 – С. 110-111.
68. K. Moran, J. Inumaru, M. Kawaji, Instantaneous hydrodynamics of a laminar wavy liquid film // *International Journal of Multiphase Flow* – 2002. – Т.5, № 28. – С. 731-755.
69. Moshtari, B., Babakhani, E. G., Moghaddas, J. S., Experimental study of gas hold-up and bubble behavior in gas-liquid bubble column. // *Petroleum & Coal* – 2009 – Т. 51, № 1. – С. 27-32.
70. N. Karwa, L. Schmidt, P. Stephan, Hydrodynamics of quenching with impinging free-surface jet // *International Journal of Heat and Mass Transfer* – 2012. – № 55 – С. 3677-3685.
71. О.С. Дмитриева, А.В. Дмитриев, А.Н. Николаев, Тепломассообменный аппарат с комбинированной схемой взаимодействия потоков газа и жидкости в системах оборотного водоснабжения // *Вестник Казанского технологического университета* – 2012. – Т.15, № 11. – С. 146-148.
72. М. Г. Зиганшин, П. В. Ежов, А. В. Дмитриев Эффективность очистки газовых выбросов парогенераторов ТЭС в аппаратах вихревого типа // *Промышленная энергетика*. - 2008. - N 9. - С. 49-53.
73. И.Р. Калимуллин, А.В. Дмитриев, Перспективы использования абсорбентов на основе третичных аминов для повышения эффективности

очистки газов в аппаратах высокой пропускной способности // Вестник Казанского технологического университета – 2011. – № 3. – С. 143-145.

74. А.В. Дмитриев, О.С. Дмитриева, И.И. Валиев, Применение термоэлектрического эффекта для увеличения интенсивности охлаждения электрооборудования // Вестник Казанского технологического университета – 2015. – Т.18, № 20. – С. 70-72.

75. Городилов, А. А. Интенсификация процесса теплообмена в контактных аппаратах с регулярной насадкой: дис. ... канд. техн. наук. – М. : Моск. гос. машиностр. ун-т. (МАМИ), 2016. – 141 с.

76. Сокол Б.А., Чернышов А.К., Баранов Д.А. Насадки массообменных колонн. М.: ИнфоХИМ. 2009. 358 с

77. Дмитриева О.С., Дмитриев А.В., Мадышев И.Н., Николаев А.Н. Струйно-плёночные контактные устройства для увеличения пропускной способности массообменных аппаратов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2017. № 2. С. 40-42.

78. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Книга по Требованию, 2012. 466 с.

79. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Теплообмен – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 592 с.

80. Александров И. А. Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных смесей / И. А. Александров. – Л.: Химия, 1975. – 320 с.

81. Кулов Н. Н. Свободное стекание турбулентной пленки жидкости / Н. Н. Кулов, В. П. Воротилин, В. А. Малюсов // Теоретические основы химической технологии. – 1973. – Т.7. – № 5. – С. 717-726.

82. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. Теплопередача: Учебник для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

83. Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. Теплообмен: учебное пособие для вузов. – М.: МЭИ, 2006. – 550 с.

84. Павлов, К. Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов.

Под ред. П.Г. Романкова. – 11-е изд., стереотипное. Перепечатка с изд. 1987 г. – М.: ООО «РусМедиаКонсалт», 2004. – 576 с.

85. Лаптев, А. Г. Устройство и расчет промышленных градирен / А. Г. Лаптев, И. А. Ведьгаева. – Казань: КГЭУ, 2004.

86. Каган, А. М. Сравнение эффективности промышленных насадок для испарительного охлаждения оборотной воды в градирнях / А. М. Каган, А. С. Пушнов, А. С. Рябушенко // Химическая промышленность сегодня. – 2007. – № 4. – С. 44-48.

87. Гельфанд, Р. Е. Уравнения тепломассообмена и соотношение между коэффициентами отдачи в теории и практике технологических расчетов градирен / Р. Е. Гельфанд // Известия Всероссийского научно-исследовательского института гидротехники им. Б. Е. Веденеева. – 2006. – Т. 245. – С. 196-203.

88. Laptev, A. G. Evaluating the effectiveness of circulating water cooling in a cooling tower / A. G. Laptev, V. A. Danilov, I. V. Vishnyakova // Thermal Engineering. – 2004. – Т. 51. – № 8. – С. 661-665.

89. Андрижевский, А. А. Энергосбережение и энергетический менеджмент : учебное пособие / А. А. Андрижевский, В. И. Володин. – Мн. : Высшая школа, 2005. – 294 с.

90. Феофанов, Ю. А. Пути экономии энергоресурсов в системах водоснабжения / Ю. А. Феофанов, А. Б. Адельшин, Ж. С. Нуруллин // Известия КГАСУ. – 2012. – № 2 (20). – С. 153-159.

91. Носиков, А. А. Теплоэнергетическая эффективность охладителей водооборотных циклов / А. А. Носиков // Вести национальной академии наук Белоруссии. – 2008. – № 2. – С. 107-110.

92. Дорошенко, А. В. Градирни с подвижной насадкой для холодильной техники / А. В. Дорошенко // Холодильная техника. – 1982. – № 12. – С. 39-43.

93. Меркулов, А. А. Эффективность работы брызгального бассейна Запорожской АЭС / А. А. Меркулов // Известия ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева. – 1991. – Т. 224. – С. 36-45.

94. Градирни БМГ-100 [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые дан. – Нижнекамск : [б.и.], 2013. – Режим доступа:<http://www.tmim.ru/content/grad/bmg100.php>, свободный.
95. Дмитриев А.В. Методика расчета гидравлического сопротивления струйно-пленочных контактных устройств в теплоэнергетическом оборудовании / Дмитриев А.В., Круглов Л.В., Хафизова А.И., Дмитриева О.С., Шешуков Е.Г. // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2018. Т. 10. № 2 (38). С. 53-59
96. Иваняков С.В., Коныгин С.Б. Гидродинамика насадочных аппаратов: метод. указ. / Сост. С.В. Иваняков, С.Б. Коныгин. – Самара; Самар. гос. техн. ун-т – 2008. – 44 с.
97. Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию / 2-е изд., перераб. и дополн. — М.: Химия, 1991. — 496 с.
98. Пересьолков , О.В. Круглякова Расчеты вентиляторных градирен Методические указания для курсового и дипломного проектирования для студентов специальности 144 «Теплоэнергетика» всех форм обучения / Сост. О.Р. Пересьолков, О.В. Круглякова . – Харьков НТУ «ХПИ», 2016. – 5 6 с.
99. Носиков, А. А. Теплоэнергетическая эффективность охладителей водооборотных циклов / А. А. Носиков // Вести национальной академии наук Белоруссии. – 2008. – № 2. – С. 107-110.
100. Дорошенко, А. В. Градирни с подвижной насадкой для холодильной техники / А. В. Дорошенко // Холодильная техника. – 1982. – № 12. – С. 39-43.
101. Меркулов, А. А. Эффективность работы брызгального бассейна Запорожской АЭС / А. А. Меркулов // Известия ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева. – 1991. – Т. 224. – С. 36-45.
102. Дмитриев, А. В. Перспективы использования вихревых камер для охлаждения оборотной воды промышленных установок / А. В. Дмитриев, О. С. Дмитриева, А. Н. Николаев // Промышленная энергетика. – 2012. – № 10. – С. 31-34.
103. Градирни БМГ-100 [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые дан. – Нижнекамск : [б.и.], 2013. – Режим доступа:<http://www.tmim.ru/content/grad/bmg100.php>, свободный.



АКТ

о практическом использовании результатов исследований установки струйно-пленочных контактных устройств

Комиссия в составе сотрудников Федерального казенного предприятия «Казанский завод точного машиностроения»: главного инженера Гасимова Э.М, зам. главного инженера Синицина Л.В., главного энергетика Галеева Н.Б, а также главного технолога Минаева А.В. слушали доклад старшего преподавателя кафедры «Теоретические основы теплотехники» ФГБОУ ВПО «Казанский государственный энергетический университет» Круглова Л.В. о перспективе использования струйно-пленочных контактных устройств в установках охлаждения оборотной воды и деаэраторах. При этом представлена методика расчета предлагаемых устройств, которая включает:

1. Расчет гидравлического сопротивления устройств.
2. Расчет эффективности работы устройств.

Предполагаются следующие результаты:

1. Гидравлическое сопротивление устройств позволяет их использование в существующих технологических схемах.

2. Охлажденная вода может быть использована вторично.

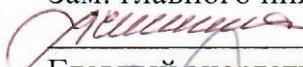
3. Концентрация кислорода в воде может быть снижена до требуемой нормы.

Показано согласование с известными экспериментальными данными.

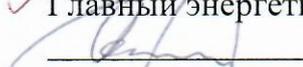
Принято во внимание, что применение научных исследований позволит снизить выбросы вредных веществ в окружающую среду и увеличить ресурс трубопроводов и запорной арматуры. Представленная методика приемлема для расчета и струйно-пленочных контактных устройств. Отмечено, что их достоинством является большая пропускная способность по газу и жидкости, равномерное распределение потоков по сечению, надежная сепарационная способность, а также сравнительно низкое гидравлическое сопротивление.

От ФКП «КЗТМ»:

Зам. главного инженера

 Л.В. Синицин

Главный энергетик

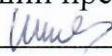
 Н.Б. Галеев

Инженер-технолог

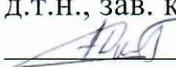
 А.В. Минаев

От ФГБОУ ВПО «КГЭУ»:

старший преподаватель

 Л.В. Круглов

д.т.н., зав. кафедрой

 А.В. Дмитриев

к.т.н., доцент

 О.С. Дмитриева