

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

И. Н. Мадышев, В. В. Харьков

**ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И АППАРАТЫ
ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ОБОРОТНОЙ ВОДЫ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург
Издательство «Свое издательство»
2021

УДК 66.045.53
ББК 35.112/113я7

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Казанского национального исследовательского технологического
университета*

Рецензенты:

*д-р техн. наук, проф. И. А. Попов
д-р техн. наук, проф. А. В. Дмитриев*

М 13 Мадышев И. Н.

Энерго- и ресурсосберегающие технологии и аппараты испарительного охлаждения оборотной воды : учебное пособие / И. Н. Мадышев, В. В. Харьков; Минобрнауки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. – Санкт-Петербург : Свое издательство, 2021. – 88 с.

ISBN 978-5-4386-1987-1

Посвящено тепломассообменным аппаратам, применяемым в химической технологии, теплоэнергетике. Рассматриваются энерго- и ресурсосберегающие процессы и аппараты, которые являются традиционными для промышленных производств.

Предназначено для студентов механического факультета, изучающих дисциплину «Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения» в рамках бакалаврской подготовки по направлениям 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», а также для магистров, изучающих дисциплину «Методы интенсификации тепломассообмена» по направлению подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование».

Подготовлено на кафедре машин и аппаратов химических производств НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ».

**УДК 66.045.53
ББК 35.112/113я7**

ISBN 978-5-4386-1987-1

© И. Н. Мадышев, В. В. Харьков, 2021

© Свое издательство, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ПРОБЛЕМА ОРГАНИЗАЦИИ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК.....	7
1.1. Пути решения проблемы.....	8
1.2. Обзор перспективных блоков оросителей испарительной градирни.....	12
1.2.1. Обзор существующих градирен для охлаждения оборотной воды.....	12
1.2.2. Типы насадочных устройств оросителей.....	17
градирен.....	17
1.2.3. Обзор перспективных устройств бесконтактного испарительного охлаждения оборотной воды.....	24
1.2.4. Аппараты с капельно-пленочным взаимодействием газа и жидкости.....	25
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ.....	31
2.1 Трехпоточная схема охлаждения оборотной воды.....	31
2.2. Применение наклонно-гофрированных контактных элементов в качестве блока оросителя градирни.....	34
3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА БЕСКОНТАКТНОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ.....	40
3.1. Определение тепломассообменной эффективности охлаждения оборотной воды в испарительной части трехпоточной градирни.....	41
3.2. Определение объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи.....	46
3.3. Математическое описание отвода тепла от поверхности труб при их контакте с предварительно охлажденной пленкой жидкости.....	54

3.4. Верификация численных расчетов трехпоточной испарительной градирни	59
4. ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ АППАРАТОВ БЕСКОНТАКТНОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ	71
4.1. Инженерная методика расчета процесса охлаждения теплоэнергетических установок в трехпоточной испарительной градирне	71
4.2. Конструкции градирен большой и малой производительности	75
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	80
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	81
Приложения.....	86
1. Психрометрическая диаграмма	86
2. Номограмма удельных энтальпий воздуха	87

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время проблема повышения энергоэффективности является одной из наиболее актуальных задач для обеспечения устойчивого инновационного развития экономики России [1]. Согласно статистическим данным Международного экономического агентства (International Energy Agency, IEA), главным потребителем энергии в Российской экономике является промышленный сектор [2]. Сравнение России с другими странами по показателю энергоемкости предприятий топливно-энергетического комплекса (ТЭК) показывает огромные резервы повышения эффективности использования энергии. Энергоемкость химических, нефтехимических и нефтегазоперерабатывающих производств существенно превосходит аналогичные показатели развитых стран (в основном на 20–60 % [3]). В связи с этим снижение энергоемкости промышленных установок предприятий ТЭК является актуальной задачей, решение которой позволит повысить степень энергетической безопасности страны, повысить конкурентоспособность отечественных предприятий и снизить негативное воздействие на окружающую среду [4].

На современных промышленных предприятиях химического и нефтегазохимического комплекса чистая холодная вода является важным и ценным ресурсом. Чтобы эффективно использовать этот ресурс на каждом предприятии есть системы водооборота, которые включают в себя очистку и охлаждение использованной ранее воды. Для охлаждения оборотной воды используется различное оборудование, в том числе аппараты – градирни, в которых охлаждение воды происходит при непосредственном контакте фаз за счет встречного потока холодного воздуха. Подобное оборудование широко используется на практике благодаря своей простоте, надежности и достаточной технологической эффективности [5].

Несмотря на перечисленные положительные качества этих аппаратов, предприятия требуют от проектировщиков градирен их непрерывного совершенствования. При охлаждении оборотной воды в градирнях испарительного типа возникает множество различных проблем: неравномерное распределение потоков по сечению, унос жидкости, образование биологических загрязнений, за-

сорение форсунок, малая поверхность контакта взаимодействующих фаз, большие эксплуатационные затраты на перекачивание воды и потока воздуха и др. Высокое содержание загрязнений биологического характера в воде оборотных циклов способствует интенсивному росту микроорганизмов, ухудшению теплогидравлических показателей теплообменного оборудования, а следовательно, приводит к снижению производительности и эффективности работы системы оборотного водоснабжения в целом. В настоящее время для борьбы с биологическими образованиями используются специальные химические вещества, которые необходимо закупать в достаточно больших количествах, так как они испаряются вместе с водой. Кроме того, унос капельной влаги из градирен приводит к существенному загрязнению окружающей среды, так как в каплях могут содержаться ингибиторы коррозии, накипеобразования и химические реагенты.

В связи с этим усовершенствование и создание новых технологических схем, а также аппаратного оформления процессов испарительного охлаждения оборотной воды является актуальным направлением развития науки и техники в России и за рубежом.

Учебное пособие написано при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-2710.2021.4.

1. ПРОБЛЕМА ОРГАНИЗАЦИИ ЭНЕРГО- И РЕСУРСО-СБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Согласно Государственному докладу «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2018 году» за период 2010-2018 гг. наблюдается сокращение объемов использования природной воды на производственные нужды – на 19,5 %. За этот же промежуток времени наблюдается снижение объемов сброса сточных вод, в основном в пределах 12-20 %.

Рациональное использование пресной воды осуществляется за счет применения систем оборотного и повторного водоснабжения. При этом с каждым годом расходы воды в системах оборотного и повторного (последовательного) водоснабжения увеличиваются, а заборы из природных источников сокращаются.

В системах оборотного водоснабжения, где необходимо глубокое устойчивое охлаждение при высоких гидравлических и тепловых нагрузках, нашли широкое применение градирни. В промышленности от охлаждения оборотной воды зависят режимы технологических процессов, энергозатраты и качество выпускаемой продукции [6].

Охлаждение оборотного водоснабжения в испарительных градирнях происходит преимущественно путем испарения части жидкости и для компенсации потерь оборотной воды предусматривается подача воды из природных водных источников в систему. При этом жидкость не проходит очистку от многих примесей, содержащихся в жидкости, что в дальнейшем оказывает влияние при образовании осадков на теплообменной поверхности.

Также биологическое загрязнение воды, обусловлено появлением в сетевой воде анаэробных бактерий и микроорганизмов. Эти организмы приводят к биообрастанию элементов градирни, тем самым нарушая структуру движения воды и воздуха, уменьшают пропускную способность, приводят к снижению теплообмена, а также в ряде случаев вызывают коррозию металла с его дальнейшим разрушением [7]. Микроорганизмы в систему оборотного водоснабжения попадают как с атмосферным воздухом, так и с доба-

вочной водой, поселяются в элементах блока оросителя и развиваются в следствии благоприятных условий: повышение температуры, наличие растворенного кислорода, а также других питательных веществ [8].

Срок службы теплообменной поверхности из-за образования накипи сокращается в 2–3 раза, что приводит к затратам на приобретение и монтаж нового устройства – взамен вышедшего из строя. Так же необходимость чистки устройств от осадков и биообразований ведет к энергетическим и экономическим потерям за счет простаивания оборудования.

Таким образом, отложения на поверхностях теплообмена заметно снижают пропускную способность оборудования, уменьшают теплопередачу, что приводит к снижению эффективности работы аппаратов охлаждения оборотной воды.

1.1. Пути решения проблемы

Научные разработки по совершенствованию технологического процесса охлаждения оборотной воды в градирнях идут, в первую очередь, в двух направлениях: дальнейшее повышение эффективности самого технологического процесса и разработка технических средств или специальных технологий борьбы с биологическим загрязнением технологического оборудования различными микроорганизмами.

Проблема тотального заселения всего объема градирни микрофлорой настолько актуальна, что научные исследования ведутся многими научными коллективами и их результаты регулярно публикуются в научной периодике. Согласно [9] бактерии, содержащиеся в паре вместе с выбрасываемым воздухом, могут оказать, в том числе, негативное воздействие на людей.

В работе [10] отмечается, что градирни, в силу особенностей своего устройства, обеспечивают оптимальные условия для роста микроорганизмов. Диапазон температур и РН, непрерывная аэрация, а также обилие органических и неорганических питательных веществ, и солнечного света делают их идеальным местом для размножения многих биологических видов. Нижние секции градирен, в основном, заселены крупными нитевидными водорослями. Цен-

тральные их части содержат небольшое количество биомассы планктонных водорослей, а верхние колонизируются биопленками цианобактерий.

Для борьбы с биообрастаниями применяются различные методы, такие как химическое, физическое воздействие. Широкое распространение нашло использование химических реагентов, которые подаются в водную среду, вызывая гибель микроорганизмов. Наиболее распространенными и простыми методами снижения содержания биологических организмов в оборотной системе является осветление добавочной воды, подкисление, комбинированная фосфатно-кислотная обработка, фосфатирование и умягчение подпиточной воды [11]. На практике широко используется обычный хлористый отбеливатель. Однако, согласно [12] его применение дает, в том числе отрицательный эффект. Благодаря своей высокой химической активности он окисляет стальные элементы оборудования со скоростью, не меньшей, чем это делает биопленка.

Вопросу использования в качестве реагента глутарового альдегида, посвящена работа [13]. Исследование проводилось с помощью специально разработанной модельной установки. Авторы работы [14] указывают на тот факт, что биопленка, помимо того, что агрессивно воздействует на элементы оборудования, еще, накапливаясь, образует слои с низкой теплопроводностью, что приводит к ухудшению процесса теплообмена в любом теплообменном аппарате. Отмечается, что слой микроорганизмов имеет большее тепловое сопротивление, чем даже у карбоната кальция. В работе показано, что добавление специфичного мягкого окислителя в воду при ее охлаждении в большой градирне на электростанции подавляет рост микроорганизмов.

В работе [15] выполнен анализ и классификация микроорганизмов, заселяющих объем градирни, а также эффективность применения различных реагентов для очистки от биологических загрязнений. Например, такое вещество, как *bromonitro-propanediol* хорошо справляется с грибками и водорослями, но неэффективно против цианобактерий, а реагент, называемый *β -Bromo- β -nitrostyrene*, подавляет рост всех бактерий, в том числе и цианобактерий, но не оказывает влияния на грибковые культуры. *Methylenebis-(thiocyanate)* оптимален для борьбы с микроводорос-

лями. Как отмечается в работе, для эффективной очистки от биологических загрязнений требуется тщательный мониторинг их качественного состава и комплексный подход к применению реагентов.

Авторами работы [16] был разработан специальный биофильтр с фиксированным слоем, который позволяет удалять всю органику из охлаждаемой воды, что существенно ограничивает питательную среду для микроорганизмов. Сравнение результатов исследования биозагрязнений на модельной установке с биозагрязнениями, возникающими на промышленной градирне показало его значительное – до 30–40 раз, снижение.

Однако химическим методам присущи следующие недостатки: один вид реагента уничтожает определенные виды бактерий, для уничтожения же других, необходимо использование другого вида реагента. Еще одним недостатком химического метода является, тот факт, что микроорганизмы со временем адаптируются к среде, содержащий реагент и могут в ней развиваться. Сама закупка реагентов дорогостояща, так как требуется покупать их в достаточно больших количествах, а их подача в жидкость требуют дополнительных капитальных и эксплуатационных затрат.

Для предотвращения коррозии металла используют ингибиторы коррозии. Действие ингибиторов заключается в том, что они образуют на поверхности металла нерастворимую защитную пленку. Недостатком такого способа является то, что достаточно сложно подобрать подходящий ингибитор для данного химического состава воды, также ингибитор коррозии при определенных условиях может разлагаться или полимеризоваться, образуя «примеси», вязкие и липкие вещества, которые могут приводить к еще большему засорению.

Одним из наиболее эффективных приемов очистки воды от органических загрязнений является озонирование воды, которая позволяет уничтожить содержащиеся в воде микроорганизмы, а также размягчает и дает возможность смыть ранее образовавшиеся отложения в виде пленок на элементах. К недостаткам озонирования следует отнести сложность производства озона, а также недостаточную высокую устойчивость озона в воде, разлагающегося в ней в течение 30–40 мин. Технология озонирования требует значительных первичных денежных затрат. Также следует отметить, что

для использования метода озонирования необходимо, чтобы контактные элементы были выполнены из полимерных труб.

Второй по значимости проблемой, над решением которой работают исследователи, является проблема повышения общей эффективности процесса охлаждения оборотной воды в современных градирнях. Анализ публикаций показывает, что рассматривается несколько направлений в исследовании этого вопроса.

Например, в работе [17] показано, что использование разработанной авторами системы оперативной поддержки охлаждающей установки на основе предложенной модели оптимизации процесса, позволяет обеспечить годовую экономию электроэнергии для установки охлаждения воды на одном из предприятий США в объеме около 9,67 %. Авторы подчеркивают, что результат достигнут без изменения структуры управления установкой.

Одним из факторов, отрицательно влияющих на эффективность работы градирни, считается боковой ветер. Установлено, что при его воздействии значительно ухудшаются теплогидравлические характеристики крупногабаритных градирен. В работе [18] предлагается метод для устранения этой проблемы за счет установки вращающихся ветроотражателей. Исследование проведено с помощью физического моделирования и разработки компьютерной имитационной модели. Кроме того, моделированием потоков изучено влияние геометрической формы сухой градирни на повышение эффективности работы за счет снижения его зависимости от бокового ветра.

Еще одним направлением исследований в области повышения эффективности градирен является снижение интенсивности испарения охлаждаемой воды и уноса ее паров вместе с воздухом. В работе [19] констатируется, что на каждые 10°F понижения температуры воды теряется 1 % общей ее массы из-за испарения. В работе приводятся результаты изучения влияния различных факторов на это явление, что позволяет подбирать условия технологического процесса таким образом, чтобы минимизировать унос паров жидкости. Кроме того, важным является разработка и совершенствование блоков оросителей градирни, позволяющих повысить эффективность процесса охлаждения воды, снизить долю унесенной жидкости при уменьшении энергетических затрат.

1.2. Обзор перспективных блоков оросителей испарительной градирни

1.2.1. Обзор существующих градирен для охлаждения оборотной воды

Градирня представляет собой основное оборудование для охлаждения оборотной воды большинства промышленных и энергетических предприятий.

Согласно данным [20] градирни классифицируют:

- 1) по способу передачи тепла атмосферному воздуху на:
 - испарительные, в которых теплопередача от воды к воздуху происходит, прежде всего, за счет испарения;
 - радиаторные, иначе сухие, в них теплопередача организуется через стенку радиаторов за счет теплопроводности и конвекции; смешанные – в них используется теплопередача испарением, теплопроводностью и конвекцией;
- 2) по способу перемещения воздуха через контактные устройства градирни:
 - вентиляторные, через которые воздух перекачивается при помощи вентилятора;
 - башенные, в которых тяга воздуха организовывается за счет подбора необходимой высоты башни;
 - открытые, или атмосферные, в которых для воздуха движется благодаря естественным воздушным потокам – ветру и отчасти естественной конвекцией.

В радиаторных градирнях нижней границей температуры охлажденной воды может быть температура атмосферного воздуха по сухому термометру, а в испарительных градирнях – температура воздуха по влажному термометру, которая, как известно, может быть ниже температуры по сухому термометру на несколько градусов. Испарительные градирни организуют более эффективное охлаждение воды по сравнению с радиаторными и могут быть изготовлены из более дешевых и не столь дефицитных материалов. Сопоставление технико-экономических показателей вентиляторных испарительной и радиаторной градирен представлено в табл. 1.1 [20].

Таблица 1.1

Сравнительные показатели испарительной и радиаторной градирен [20]

Показатель	Тип градирни	
	испарительная	радиаторная
Расход охлажденной воды, м ³ /ч	2000	2000
Температура воды на входе в градирню, °С	40	40
Температура воды после охлаждения, °С	28	28
Температура воздуха по мокрому термометру, °С	19,3	19,3
Расход воды, охлаждаемой секцией градирни, м ³ /ч	640	200
Количество секций градирни, установленных в системе	3	10
Марка вентилятора	1ВГ 50	1ВГ 70
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт	32	75
Количество свежей воды на восполнение потерь, м ³ /ч	100	—
Количество свежей воды на увлажнение воздуха или добавок, м ³ /ч	—	52,5
Площадь, занимаемая сооружениями на генплане, м ²	3876	6480
Стоимость секции градирни, тыс. руб.	20	50
Капитальные затраты на все секции градирни, тыс. руб.	60	500
Расход электроэнергии при работе градирни 4000 ч в год, тыс. кВт·ч	384	3000

Охлаждение воздуха в сухих градирнях обладает одним из недостатков – это то, что производительность по охлажденной воде существенно зависит от температуры атмосферного воздуха, которая, к сожалению, нестабильна в течение года, да и на протяжении

суток. С целью организации их более устойчивой работы необходимо обеспечить постоянную тепловую нагрузку, а при холодном наружном воздухе в особенности.

Во время работы промышленных предприятий и паротурбинных установок ТЭЦ возможна существенная нестабильность отбора и подачи тепла на сухие градирни, что влечет за собой огромный риск замерзания и выхода из строя дорогого теплообменного оборудования. Сухие градирни не столько широко применяются в производстве, как испарительные, это связано с их дороговизной, небольшой производительностью и значительным энергопотреблением. Цена радиаторной градирни более чем в 5 раз превышает стоимость градирни испарительного типа при равной тепловой нагрузке [21].

Градирни также классифицируют по конструктивным типам оросительных устройств и способу достижения наибольшей поверхности контакта воды с воздухом, так различают градирни пленочные, капельные и брызгальные. Все представленные типы градирен могут отличаться весьма различной конструкцией, как отдельных элементов оросительного устройства, так и типоразмерным рядом и расстоянием между ними, также они могут быть изготовлены из разнообразных материалов. Для открытых атмосферных градирен удельная гидравлическая нагрузка по расчетным данным не должна превосходить от 3 до $5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Влияние силы и направления ветра на охлаждающую способность открытых градирен сужает условия их применения [20].

Градирни башенного типа организуют немалую площадь испарения и их рентабельно применять при охлаждении воды в количестве более $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Забор воздуха и его подача в башенные градирни происходит без помощи вентиляторов, а осуществляется ветром или естественной тягой. Немалая площадь, занимаемая такими градирнями, а также большая стоимость являются их несомненным недостатком. Однако к преимуществам можно отнести простоту в эксплуатации, экономичность работы, возможность размещения в непосредственной близости к промышленному объекту за счет отвода влажного воздуха на внушительной высоте [22].

В табл. 1.2 в соответствии со строительными нормами и правилами [23] предписаны условия использования водоохладителей.

При решении оригинальных технических задач применяют гибридные градирни. Они могут работать в «сухом» и «мокром» режимах, что дает возможность уменьшения выброса пара из градирни. При эксплуатации гибридной градирни в «сухом» режиме, когда температура наружного воздуха довольно низкая, снижается количество потребляемой воды и в среднем уменьшается объем парового факела [24].

Таблица 1.2

Область применения градирен и других охладителей воды

Водоохладитель	Удельная тепловая нагрузка, тыс. ккал/(м²·ч)	Перепад температур воды, °С	Разность температур*, °С
Вентиляторные градирни	80–100 и выше	3–20	4–5
Башенные градирни	60–100	5–15	8–10
Брызгальные бассейны	5–20	5–10	10–12
Водохранилища-охладители	0,2–0,4	5–10	6–8
Радиаторные градирни	–	5–10	20–35
Открытые и брызгальные	7–15	5–10	10–12

* температуры атмосферного воздуха по мокрому термометру и температуры охлажденной воды

Установлено, что технологические и технико-экономические показатели работы гибридных градирен превосходят показатели работы радиаторных градирен, при этом показатели испарительных градирен остаются все же лучшими. К основным недостаткам гибридных градирен относят сложность проектирования и их строительства, высокие требования к обслуживанию градирен при эксплуатации и систем водооборота в целом. Внутренние стенки труб радиаторов покрываются отложениями, при этом обрешетка труб

загрязняются, что ведет к росту теплового сопротивления. Это приводит к возможным нарушениям расчетных режимов работы сухой и испарительной частей градирни, возникновению аварийных ситуаций, особенно в зимний период времени [25].

В настоящее время все чаще возникает проблема перед специалистами предприятий разных отраслей промышленности, связанная с обновлением и ремонтом существующих градирен. Неотъемлемым требованием при планировании дальнейшего развития производства остается повышение надежности охлаждения оборотной воды градирнями, поскольку от того, насколько стабильно и эффективно работает градирня в системе оборотного водоснабжения зависит мера реализации сберегающих технологий в техническом, экономическом и экологическом плане: количество и стоимость потребления и расходования воды, топлива, электроэнергии и сырья [26]. Не стоит забывать, что нередко капитальный ремонт градирен очень дорогостоящий, его стоимость на 20-40 % превышает расхода на строительство новой промышленной градирни. При этом затраты при эксплуатации существующей системы охлаждения за весь срок службы в несколько раз превосходят капитальные затраты на ее создание [27].

В связи с этим, весьма актуальной задачей является разработка технологического процесса охлаждения оборотной воды и его аппаратного оформления.

Чаще всего на практике в наше время встречаются испарительные вентиляторные градирни. Достоинством таких градирен является их компактность, они обеспечивают более глубокое и стабильное охлаждение воды. Также вентиляторные градирни обеспечивают высокие тепловые нагрузки и большую степень приближения температуру охлажденной воды к теоретическому пределу охлаждения. Одним из главных охлаждающих элементов градирни является блок оросителя, который определяет теплосъем с поверхности жидкости, а значит и эффективность работы градирни. В зависимости от гидравлической нагрузки применяют различные виды оросителей: пленочные и капельные. У пленочного оросителя нагрузка выше при том же охлаждающем эффекте, однако в случае большого содержания взвесей и нефтепродуктов в воде использование данных устройств не рекомендуется.

При выборе блока оросителя следует опираться на следующие характеристики – это теплопередача, давление, надежность, доступность ремонта, очистки при загрязнениях.

1.2.2. Типы насадочных устройств оросителей градирен

В оросителях поверхностью контакта фаз является смоченная поверхность насадки, увеличение величины которой является критическим фактором. Дополнительно насадка должна обладать следующими характеристиками:

- малое гидравлическое сопротивление;
- обеспечение равномерного распределения орошаемой жидкостью по поверхности насадки для достижения максимальной смачиваемости;
- высокая механическая прочность материала насадки;
- химическая стойкость;
- не снижать допустимую нагрузку по расходу фаз;
- дешевизна.

На данный момент существует громадное множество видов насадок, различающихся по многим параметрами: геометрическим (размер, форма), материалом (различные металлы и сплавы, керамика, полимеры и др.), выбор которых обуславливается основными требованиями технологического процесса. Наиболее широко распространены насадки из колец Рашига и фасонные насадки. Сегодня существуют насадки, которые намного более эффективны, чем классические кольца Рашига, но успешное моделирование течения с помощью колец Рашига способствовало заложению теоретических основ для моделирования течения с помощью более сложных насадок.

На рис. 1.1 представлены насадки – «кольца навалом». Следует отметить, что такое название они получили вследствие того, что они засыпаются в теплообменники аппаратами навалом.

На рис. 1.2 представлены регулярные или структурированные насадки, особенностью которых является то, что они укладываются в теплообменном аппарате правильными рядами, сдвинутыми друг относительно друга.

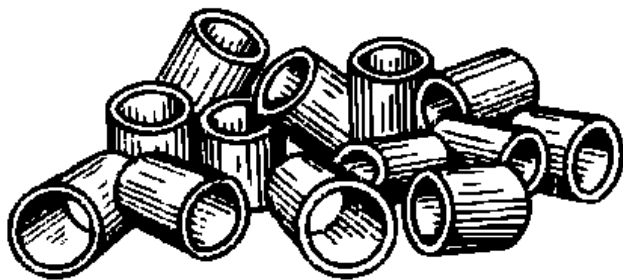


Рис. 1.1. Насадка «кольца навалом»

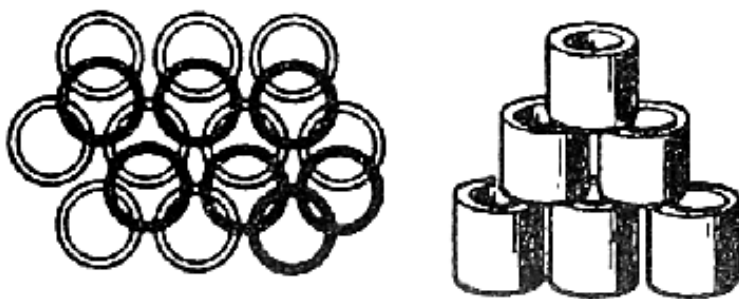


Рис. 1.2. Регулярные (структурированные) насадки

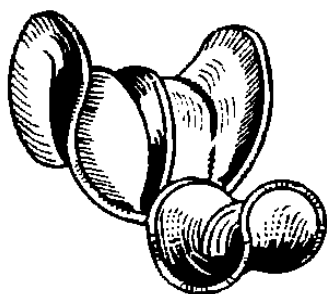
Основными достоинствами регулярных насадок является относительно низкое гидравлическое сопротивление и возможность использования в аппаратах с высокими значениями скоростей газовых потоков. Недостатками данных насадок является их сложность, в отличие от нерегулярных насадок, представленных на рис. 1.1.

На рис. 1.3 представлены насадки вида «кольцо Палля». Подобно кольцам Рашига, кольца Палля имеют одинаковую высоту и диаметр. Отличительной особенностью данных насадок является более сложная конструкция, что позволяет достигать лучшей пропускной способности и более низких значений по гидравлическому сопротивлению. Кольца Палля часто используются для проведения процессов абсорбции и дистилляции.



Рис. 1.3. Насадки «Кольцо Палля»

На рис. 1.4а представлена классическая «седлообразная насадка». Геометрическая сложность конструкции насадок данного типа значительно усложнена по сравнению с вышеперечисленными кольцевыми насадками. Однако это позволяет повысить смачиваемость поверхности насадки и создавать возможность для высоких нагрузок аппарата по жидкости и газу. Высокопроизводительная седлообразная насадка (рис. 1.4б) была разработана для снижения соотношения высоты к диаметру. При установке насадка оседает таким образом, что ориентирует более плоские поверхности параллельно потоку жидкости и пара. Поверхности увеличивают емкость при сохранении эффективной площади контактной поверхности. Такие насадки обеспечивают более высокую эффективность и вместимость, чем классические и насадки «Кольца Палля». Они обычно используются для дистилляции и ректификации, очистки газов.



а)



б)

Рис. 1.4. Седлообразные насадки

На рис. 1.5 представлены насадки вида «кольца с крестообразными перегородками». Организация нескольких секционных пространств для движения жидкости позволяют интенсифицировать тепло- и массоотдачу. В химической промышленности распространены фарфоровые крестообразные насадки диаметром от 15 до 150 мм, изготавливаемые из фарфора.



Рис. 1.5. Насадка вида «кольца с крестообразными перегородками»

На рис. 1.6 представлены насадки вида «кольца с внутренними спиралями». Более сложная геометрия внутри колец относительно колец, представленных на рис. 1.5, позволяют повысить значения коэффициента теплоотдачи, но в тоже время увеличивает коэффициент гидравлического сопротивление устройства.

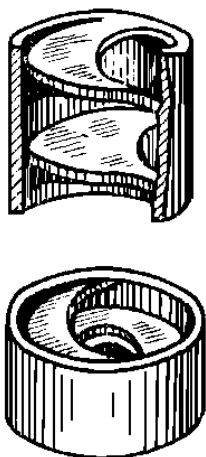


Рис. 1.6. Насадки вида «кольца с внутренними спиралями»

На рис. 1.7 представлены насадки вида «пропеллерная насадка». Данные виды насадок зарекомендовали себя во многих тепло-массообменных аппаратах, в частности в градириях, используемых в нефтехимическом и энергетическом секторах. Форма данных насадок позволяет формировать волновую структуру течения жидкости в аппарате, что увеличивает значения теплоотдачи от жидкости к воздуху. Недостатком данных насадок является относительная хрупкость при высоких скоростях газового потока. Поэтому их применение наиболее целесообразно при относительно невысоких нагнетаемых скоростях движения газового потока и жидкости.

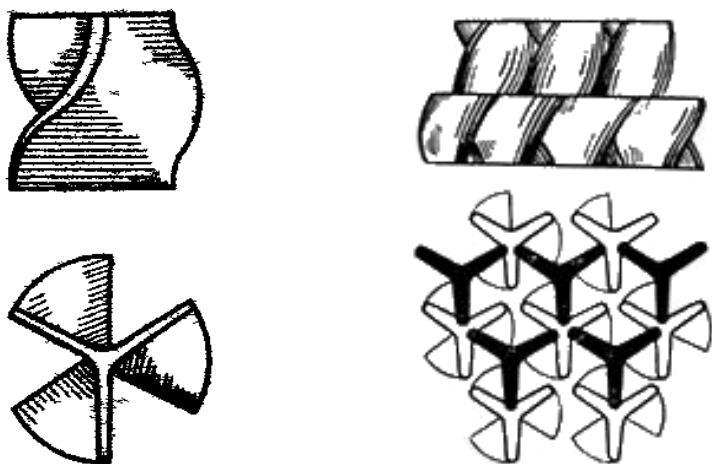


Рис. 1.7. Насадки вида «пропеллерная»

Далее рассмотрены некоторые варианты так называемых «блочных» насадок, состоящих из элементов (блоков) большого размера. На рис. 1.8 представлены насадки типа «керамические блоки». В конструкциях щелевых и решетчатых блоков должны быть предусмотрены «опоры» для того, чтобы обеспечивать между рядами насадки зазор от 1 до 2 см; при этом наблюдается снижение гидравлических потерь и увеличение массопередачи. К достоинствам насадки в виде блоков по сравнению с другими структурированными насадками можно отнести простоту устройства, эксплуатации и дешевизну.

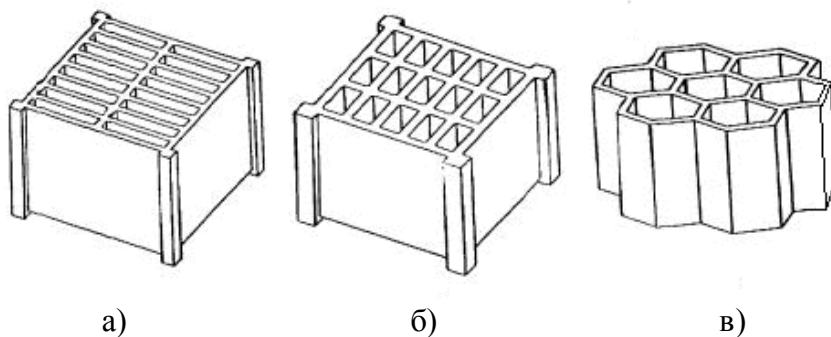


Рис. 1.8. Насадки «керамические блоки»: а – цельные блоки; б – решетчатые блоки; в – сотовые блоки.

На рис. 1.9 представлены насадки вида «сетчатые насадки», которые изготавливаются из проволоки.

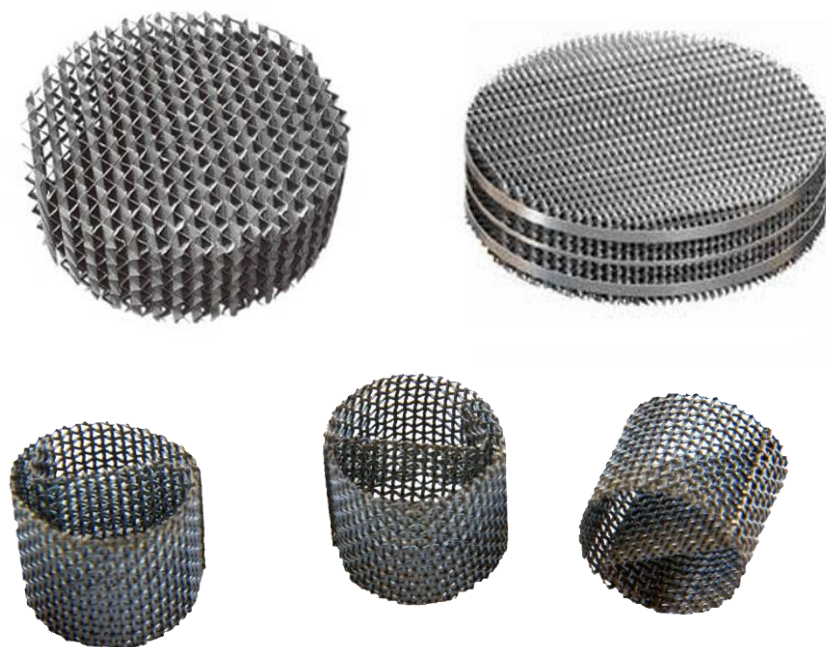


Рис. 1.9. Насадки вида «сетчатые насадки»

Насадки могут быть как регулярными, так и нерегулярными. Структурированная набивка из проволоочной сетки изготавливается из различных материалов, таких как нержавеющая сталь, медь и др. Она отличается низким перепадом давления, высокой эффективностью разделения, поэтому наиболее широко для вакуумной дистилляции. Также распространены пластинчатые насадки с перфорацией, т. е. пластина перфорирована, образуя ряд отверстий диаметром 5 мм, а затем гофрирована. Такая конструкция обеспечивает равномерное распределение жидкости. Кроме того, он может улучшить смачиваемость поверхности структурированной насадки. Набивка с перфорированной пластиной обладает высокой прочностью и отличными характеристиками устойчивости к коррозии и ржавчине, что позволяет использовать ее в башнях большого диаметра и при высоких нагрузках по жидкости. Существует специальная насадка с перфорированной пластиной, которая называется насадкой с выступающей пластиной. Пластины выступают на поверхности пластины для повышения эффективности фильтрации.

На рис. 1.10 представлены насадки вида «хордовая насадка», которые конструктивно представляют собой поставленные ребром доски (толщиной 1,0–1,3 см, высотой 10–15 см) в виде решетки послойно под прямым углом. Данные насадки широко применяются в теплообменном аппарате большого диаметра.

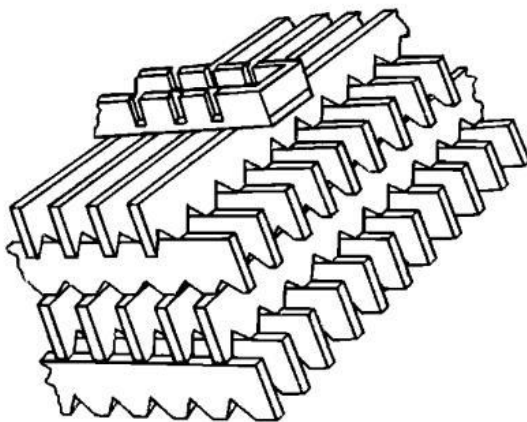


Рис. 1.10. Насадки вида «деревянная хордовая насадка»

1.2.3. Обзор перспективных устройств бесконтактного испарительного охлаждения оборотной воды

В последнее время за рубежом разрабатываются и внедряются новые методы борьбы с органическими и биологическими загрязнениями в системах водяного охлаждения. Так американская компания Delta Cooling Towers, Inc. [28] разработала конструкцию градирни «Cooling Towers – Anti-Microbial Cooling Towers», позволяющую бороться с биообрастаниями на стенках конструкций. Особенностью данной градирни является использование антимикробной смолы. Данное новшество позволяет сократить использование химических реагентов в объеме градирни, но не позволяет полностью отказаться от них.

Немецкая компания MOL Katalizatortechnik GmbH для борьбы с биологическими обрастаниями разработала технологию MOL@CLEAN [29], в которой используются перекись водорода и катализатор, активирующий перекись и окисляющий микроорганизмы. Принцип действия заключается в следующем: молекулы H_2O_2 при приближении микроорганизмов к катализаторам распадаются на ОН-радикалы и окисляют фосфолипиды стенок мембран микроорганизмов. Окислительные процессы приводят к образованию полимерных био-ПАВ, которые очищают поверхности стенок от биообрастаний. Так, на атомной электростанции в Швейцарии в градирне были установлены 15 решетчатых паллет из нержавеющей стали, каждая из которых содержала примерно 115 кг катализатора. Производилось добавление реагента «MOL@aktiv E30» на катализатор, и его значение за 7 месяцев составило всего 8700 кг. При этом существенно сократилось биообрастание на оборудовании [30]. Однако данный способ не позволяет отказаться от использования реагентов полностью.

Российская компания «MAGMATEX» разработала градирню с замкнутой системой охлаждения бесконтактного контура, которая предотвращает попадание пыли, микроорганизмов в объем устройства. Принцип работы данной градирни заключается в следующем: горячая вода движется по трубчатому радиатору, и через стенку радиатора передает свое тепло во вне путем обдува радиатора воздухом и распылением мелких капель воды по поверхности радиа-

тора. В режиме принудительного обдува, происходит испарение мелких капель воды с наружной поверхности трубчатого радиатора, отдавая при этом большое количество тепла.

1.2.4. Аппараты с капельно-пленочным взаимодействием газа и жидкости

Рациональным способом решения проблемы увеличения эффективности процесса охлаждения оборотной воды является применение в производстве и энергетике аппаратов с пленочно-капельным взаимодействием газожидкостных потоков. Весьма перспективной представляется конструкция блока оросителя градирни, состоящая из струйно-пленочных контактных устройств. Разработанные авторами блоки оросителя способны обеспечить высокую поверхность контакта фаз при небольшом количестве точек орошения, минимальный процент уноса капель жидкости газовым потоком и низкое гидравлическое сопротивление.

Контактное устройство с капельно-пленочным взаимодействием газа и жидкости [31] (рис. 1.11) представляет собой блок насадки, состоящей из сливных стаканов 1, предназначенных для сбора и распределения жидкости по сечению теплообменного аппарата. Сливные стаканы 1 установлены на вертикальных перфорированных продольных и поперечных перегородках 2. В вертикальных перфорированных перегородках 2 выполнены отгибы 3, направленные в сторону линии сгиба перпендикулярно расположенной перегородки. Круглые отверстия, выполненные в перегородках 2 приводят к снижению металлоемкости предлагаемой конструкции. Сливные стаканы 1 открыты с верхнего своего конца, а в днище выполнены отверстия 4, необходимые для слива жидкости на расположенный ниже сливной стакан 1.

Предлагаемое авторами контактное устройство с капельно-пленочным взаимодействием газа и жидкости функционирует следующим образом. Жидкость через множество отверстий 4, выполненных в днище сливных стаканов 1, распределяется в виде струй на расположенные ниже вертикальные перегородки 2. При этом на указанных сливных стаканах поддерживается уровень жидкости за счет их вертикальных стенок. Благодаря шахматному расположению сливных стаканов 1 газ, поступающий снизу, приобретает зиг-

загообразный характер движения. Под действием восходящего потока газа струи жидкости распределяются по поверхности вертикальных перфорированных перегородок 2 с образованием устойчивого пленочного течения, при этом основной поток жидкости стекает по образованному благодаря отгибам 3 каналу. При стекании пленки жидкости по поверхности вертикальных перфорированных перегородок 2 происходит тепломассообмен с восходящим потоком газа. Далее пленка, соударяясь о слой жидкости, находящейся внутри сливных стаканов 1, создает развитую постоянно обновляющуюся поверхность контакта фаз, которая определяется наличием относительно небольших газовых пузырей в слое жидкости и вылетающими из него каплями. В связи с тем, что газ в предлагаемой насадке движется по Z-образной траектории увеличивается относительная скорость движения рабочих сред, интенсифицируя при этом процессы переноса массы, энергии и импульса.

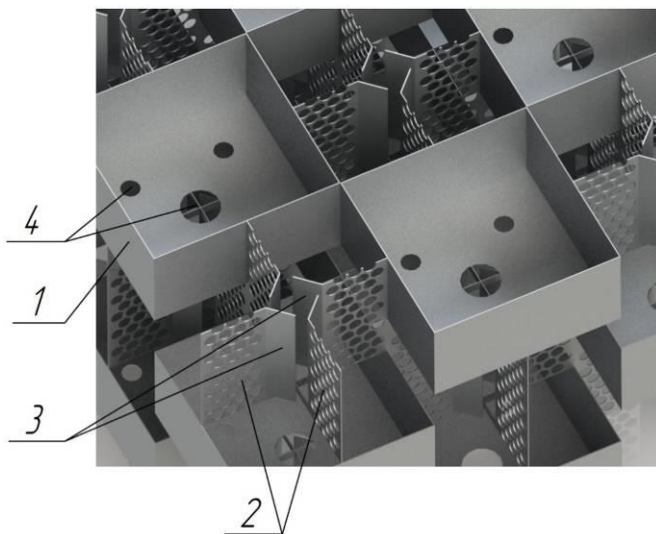


Рис. 1.11. Контактное устройство с капельно-пленочным взаимодействием газа и жидкости: 1 – сливной стакан; 2 – вертикальные перфорированные перегородки; 3 – отгибы на вертикальных перфорированных перегородках; 4 – сливные отверстия

Геометрические размеры контактного устройства с пленочным взаимодействием газа и жидкости выбираются исходя из равенства площадей для прохода газа в поперечном и в продольном сечениях теплообменного аппарата. Отсутствие локальных расширений и сужений для восходящего потока газа приводит к снижению гидравлического сопротивления контактного устройства, а отсутствие деталей, изготавливаемых с высокой точностью, обеспечивает невысокую себестоимость выпуска блоков предлагаемой насадки.

Кроме того, известна вентиляторная градирня, содержащая корпус с воздухозаборными окнами в верхней части, в котором установлены центральная воздухоотводящая труба, ороситель с центробежно-струйными форсунками, выходные отверстия которых направлены вверх, двухступенчатый кольцевой экран, размещенный над форсунками [32] (рис. 1.12).

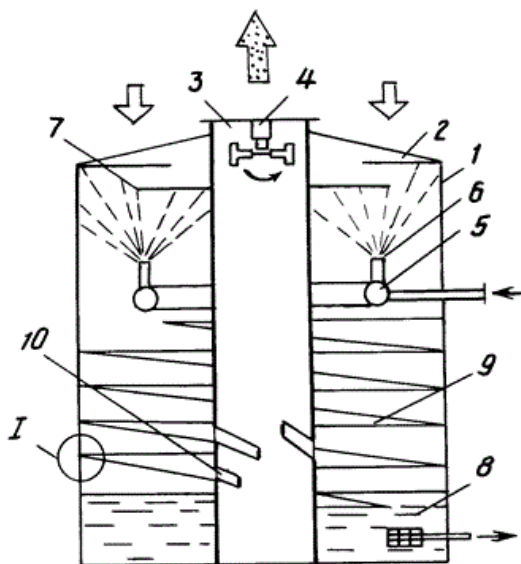


Рис. 1.12. Вентиляторная градирня: 1 – корпус; 2 – воздухозаборные окна; 3 – воздухоотводящая труба; 4 – осевой вентилятор; 5 – ороситель; 6 – форсунки; 7 – ступенчатый экран; 8 – резервуар; 9 – насадка винтообразная; 10 – целевые отверстия

Отличительной особенностью данного устройства является винтовая насадка, выполненная из тканевого материала, расположенная под оросителем. Недостатком является значительный каплеунос, обусловленный повышением скорости воздуха вследствие снижения поперечного сечения зоны взаимодействия рабочих сред из-за установленной там воздухоотводящей трубы.

Известна также вентиляторная градирня с системой обратного водоснабжения, содержащая корпус, разбрызгивающее устройство, бак для сбора жидкости и вентилятор [33] (рис. 1.13). Корпус состоит из двух частей – верхней части, включающей ороситель и каплеотделитель, между которыми расположен коллектор разбрызгивающего устройства с цельнофакельными форсунками, и нижней части, в которой расположен бак для сбора охлаждаемой воды с установленным на нем вентилятором. Недостатком представленного аппарата является невысокая степень перераспределения жидкости по поперечному сечению градирни, приводящая к снижению эффективности процесса охлаждения воды.

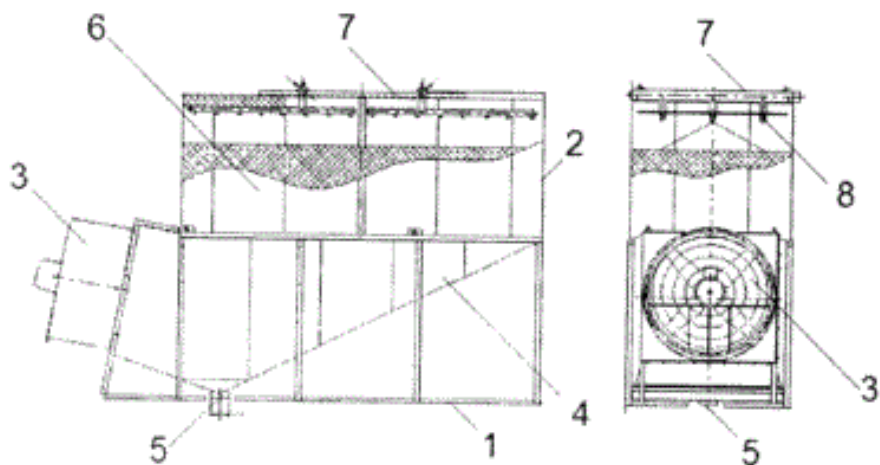


Рис. 1.13. Градирня вентиляторная пленочного типа с системой обратного водоснабжения: 1 – основание; 2 – корпус; 3 – вентилятор; 4 – бак; 5 – сливной патрубок; 6 – ороситель; 7 – каплеотделитель; 8 – торец

Известна вертикальная вихревая форсуночная градирня, содержащая осевой вентилятор с профилированными лопастями, закручивающими поток воздуха, кожух в виде трубы, сепаратор капель воды, фильтр, циркуляционный насос, гребенку и форсунки для распыла жидкости в объеме трубы [34] (рис. 1.14).

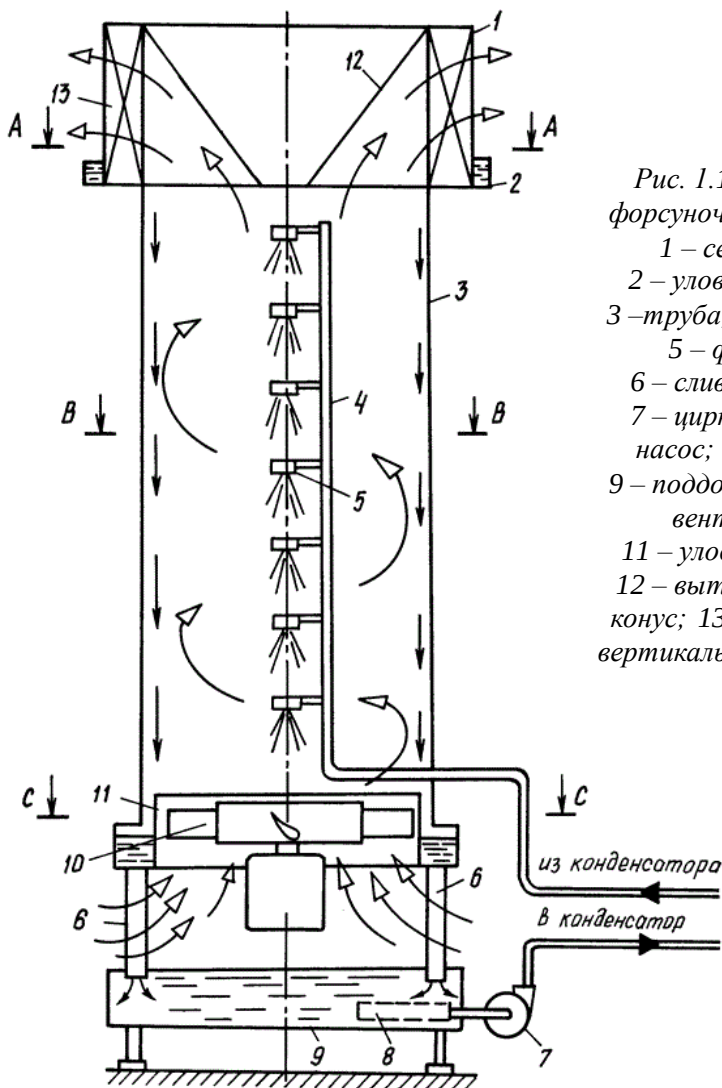


Рис. 1.14. Вихревая форсуночная градирня:
 1 – сепаратор;
 2 – уловитель воды;
 3 – труба; 4 – гребенка;
 5 – форсунки;
 6 – сливные трубы;
 7 – циркуляционный насос; 8 – фильтр;
 9 – поддон; 10 – осевой вентилятор;
 11 – уловитель воды;
 12 – вытеснительный конус;
 13 – Z-образные вертикальные пластины

Особенностью данной градирни является то, что градирня снабжена уловителем для сбора стекающей пленки жидкости по внутренней поверхности трубы, причем корпус вентилятора внизу трубы размещен с зазором в уловителе. Недостатком градирни является невысокая удельная поверхность контакта фаз, приводящая к снижению эффективности процесса охлаждения оборотной воды.

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ

2.1 Трехпоточная схема охлаждения оборотной воды

Сущность снижения воздействия окружающего воздуха и различных загрязнений на систему оборотного водоснабжения заключается в том, что общий поток воды, поступающей на охлаждение, разбивается на два потока. Один из них контактирует с воздухом, проходящим через градирню и, испаряясь, отводит тепло. Другой поток, основной, контактирует с охлажденным потоком жидкости через стенку.

Так, авторами была разработана трехпоточная система охлаждения оборотной воды. Внутри блока оросителя градирни устанавливается трубчатый радиатор, позволяющий исключить смешение основного потока жидкости с атмосферным воздухом. Как следствие, развитие микроорганизмов в водной среде без кислорода становится практически невозможным. Благодаря такому способу охлаждения оборотной воды производственные предприятия могут существенно сократить использование химических реагентов, либо вовсе от них отказаться. Для повышения эффективности охлаждения циркуляционной воды в градирнях сухого типа, как правило, применяется их увлажнение за счет орошения трубчатого радиатора дополнительным потоком жидкости.

Предлагаемая трехпоточная схема охлаждения оборотной воды с наклонно-гофрированными контактными элементами представлена на рис. 2.1. Принцип работы трехпоточной испарительной градирни заключается в следующем: нагретая в технологическом оборудовании вода перед подачей на охлаждение в градирню разделяется на два потока: первый поток является охлаждаемым и над ним совершается действие, а второй поток оборотной воды будем условно считать охлаждающим. Первый поток направляется в трубчатый радиатор, при этом избегая контакта с атмосферным воздухом. Второй поток воды подается на орошение градирни в верхнюю часть блока оросителя, контактирует с атмосферным

воздухом и частично испаряясь, поступает в водосборную емкость. Охлаждение первого и соответственно основного потока жидкости происходит за счет передачи тепла через стенку радиатора атмосферному воздуху, а также омывающей жидкости, состоящего из охлажденного второго потока и свежей подпиточной жидкости. Далее эта жидкость подается обратно в верхнюю часть градирни за счет работы насоса. Таким образом, омывающий поток жидкости выступает в качестве хладагента, образуя тем самым замкнутый контур циркуляции охлаждающей жидкости.

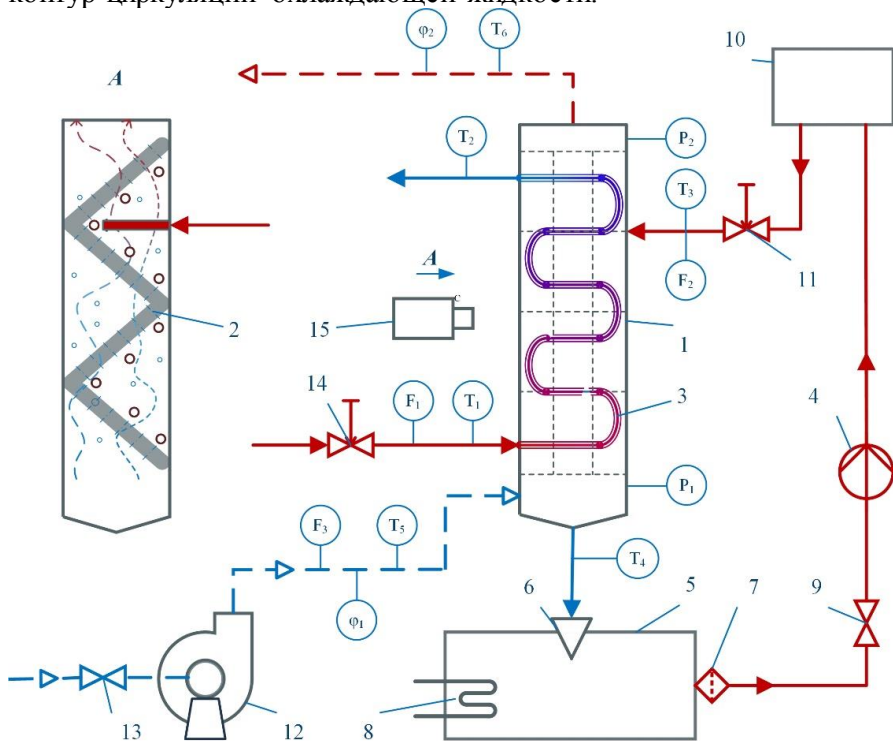


Рис. 2.1. Схема экспериментальной установки с трехпоточной системой охлаждения оборотной воды: 1 – исследуемый блок оросителя; 2 – наклонно-гофрированные контактные элементы; 3 – змеевик; 4 – насос; 5, 10 – емкость; 6 – воронка; 7 – жидкостной фильтр; 8 – нагревательный элемент; 9, 11, 14 – запорная арматура на линии подачи воды; 12 – вентилятор; 13 – запорная арматура на линии подачи воздуха; 15 – видеокамера

Эффективность охлаждения оборотной воды в трубчатом радиаторе во многом зависит от степени охлаждения воды в объеме оросителя, на что влияет ее конструктивное оформление. Ороситель представляет собой располагающиеся вертикально в несколько рядов блоки, состоящие из наклонно-гофрированных контактных элементов. Жидкость в блок оросителя поступает через штуцер ввода, расположенный на боковой поверхности стенки.

Разработанный авторами блок оросителя представляет собой прямоугольную коробку с уложенными в нее гофрированными пластинами. Пластины располагаются перпендикулярно относительно друг друга под углом 90° образуя зигзаг в профиль. Пластины представляют собой наклонно-гофрированные контактные элементы с горизонтальными гофрами округлого профиля, на поверхности которых происходит турбулизация стекающей пленки жидкости. Поперек наклонно-гофрированным пластинам установлены трубы, по которым движется горячая вода.

Жидкость в объеме блока оросителя распределяется следующим образом: вода движется сверху вниз, орошает поверхность труб, снимая при этом тепло, и в виде пленки стекает по перфорированным пластинам, образуя зигзагообразную траекторию. Часть жидкости проваливается через отверстия в пластине, распадается в виде капель, которые соударяясь о поверхность пленки жидкости нижележащей пластины и труб, повторно дробятся с образованием новых капель воды. Воздух нагнетается вентилятором снизу-вверх, проходит через отверстия в пластинах выталкивая в разные стороны капли воды, тем самым распыляя жидкость по всему объему блока оросителя и по внешней поверхности труб.

Стоит отметить, что верхняя пластина наклонно-гофрированного элемента является также сепарирующим устройством, снижающим величину уноса капель жидкости из градирни в окружающую среду.

При изучении новой технологической схемы охлаждения оборотной воды следует исследовать процессы тепломассообмена в трехпоточной испарительной градирне, получить расчетные и экспериментальные зависимости эффективности охлаждения оборотной воды для формирования научного и технологического заделов по решению проблемы энерго- и ресурсосбережения. При

этом важно представить инженерную методику расчета процесса охлаждения оборотной воды для возможности сравнительного анализа применения различных типов схем и технологических аппаратов при проектировании новых и совершенствовании устаревших градирен.

Кроме того, важной задачей является формирование конструкторских и технологических решений в области создания установок с трехпоточным бесконтактным испарительным охлаждением теплоэнергетических устройств. Нахождение оптимальных конструктивных и режимных параметров работы разрабатываемых бесконтактных испарительных градирен позволит обеспечить интенсификацию процессов тепломассопереноса, существенно снизить потери воды из-за капельного уноса, следовательно, улучшить экологическую обстановку вблизи промышленных предприятий, а также уменьшить объем используемых химических реагентов для сдерживания развития бактериальных отложений.

2.2. Применение наклонно-гофрированных контактных элементов в качестве блока оросителя градири

Авторами разработана вентиляторная испарительная градирия с самораспределением жидкости [35]. Градирия (рис. 2.2) содержит корпус 1 с установленным в нем оросителем, представляющим собой наклонные гофрированные пластины 5 со сливными отверстиями круглой формы, расположенными на выступах гофр, коллектор подвода жидкости 2, вентилятор 4 и бак для сбора жидкости 3, расположенный под нижней гофрированной пластиной 5. Ввод горячей воды происходит через круглое отверстие в верхней части боковой стенки корпуса 1 по центру между первой и второй гофрированными пластинами 5. Предлагаемая вентиляторная испарительная градирия с самораспределением жидкости работает следующим образом. Вода через коллектор подвода жидкости 2, выполненный в стенке корпуса 1 распределяется по гофрированной пластине 5. Наличие гофр на поверхности тепло- и массообмена создает значительную турбулизацию движущейся жидкости при сравнительно малой скорости потока. Поток жидкости движется во впадинах гофрированных пластин 5 сверху вниз из одной части ап-

парата в другую. При этом часть жидкости проваливается вниз, вдоль поверхности стенки корпуса, другая часть попадает на ниже расположенную гофрированную пластину 5.

В это же время стекающая пленка воды контактирует с потоком восходящего воздуха, создаваемого вентилятором 4. На выступах гофрированных пластин 5 выполнены отверстия для прохода охлаждающего воздуха. Излишки воды проваливаются в эти отверстия и, контактируя с воздухом, распределяются в объеме оросителя. Воздух проходит через отверстия пластины, разбрызгивая в разные стороны капли воды, тем самым распыляя жидкость по всему объему оросителя. Причем пленка, стекающая по поверхности гофрированных пластин 5, разрушается из-за взаимодействия с образующимися струями и каплями жидкости, при этом создается развитая постоянно обновляющаяся поверхность контакта фаз. Охлажденная вода с поверхности гофрированных пластин 5 стекает в бак для сбора жидкости 3.

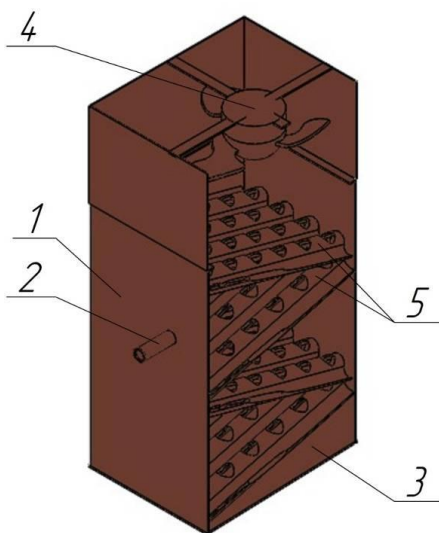


Рис. 2.2. Вентиляторная испарительная градирня с самораспределением жидкости: 1 – корпус; 2 – коллектор подвода жидкости; 3 – бак для сбора жидкости; 4 – вентилятор; 5 – ороситель, состоящий из гофрированных пластин

В предлагаемой вентиляторной испарительной градирне по сравнению с известной [33] создается более равномерное распределение контактирующих фаз по сечению аппарата за счет установки гофрированных пластин с отверстиями на выступах гофр (рис. 2.3). Численные исследования двухфазного взаимодействия фаз показывают практически полное перемешивание в поперечном сечении аппарата при относительно небольших скоростях движения воздуха. Это говорит о создании высокой удельной поверхности контакта фаз, влияющей на эффективность процесса охлаждения воды.



Рис. 2.3. Фотография блока с наклонно-гофрированными контактными элементами

Таким образом, при использовании гофрированных пластин наблюдается самораспределение жидкости по сечению градирни, что приводит к повышению эффективности процессов тепло- и массообмена при охлаждении оборотной воды.

Другой, разработанной авторами конструкцией контактного устройства с возможностью самораспределения жидкости, является ороситель [36], состоящий из вертикально располагающихся в несколько рядов блоков насадок (рис. 2.4). В каждый из блоков насадки поступает вода через одну точку ввода. Конструкция блока насадки представляет собой вертикальные стенки с четырех сторон, соединенные между собой, область в сечении которой образует квадрат.

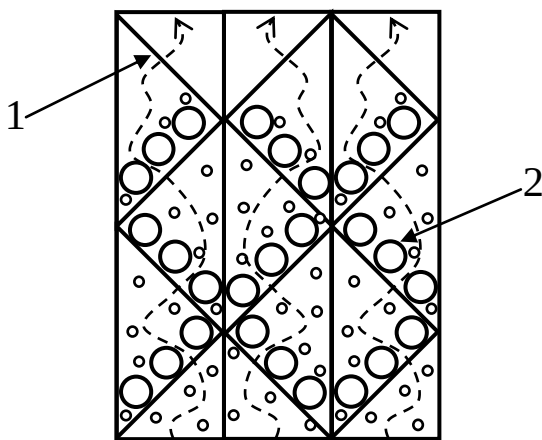


Рис. 2.4. Схема расположения ряда насадок:
1 – гофрированная пластина; 2 – труба

Внутри этого пространства располагаются пластины из тонкого металла 1 таким образом, чтобы их профиль представлял собой зигзагообразный элемент. Каждая пластина относительно другой располагается под углом 90° . Пластины представляют собой ленточно-поточные контактные элементы с горизонтальными гофрами округлого профиля. На верхней части пластины располагаются трубы 2 в один ряд, направленные поперек гофр. Поток жидко-

сти движется в углублениях пластин и направлен сверху вниз по Z-образной траектории. Часть жидкости проваливается вниз, вдоль поверхности стенки блока оросителя, другая часть попадает на ниже расположенную пластину. В верхней части гофрированных элементов выполнены отверстия для прохода атмосферного воздуха. Воздух проникает в отверстия пластины, выталкивая в разные стороны капли воды, тем самым распыляя жидкость по всему объему насадки и по внешней поверхности труб. Движение потока воздуха носит зигзагообразный характер (на рисунке обозначен штриховой линией): проходя через отверстия, поперечно обтекает трубы и движется вверх, турбулизируясь на поверхности металлической пластины. При этом, вышерасположенная наклонная пластина является так же сепарирующим устройством, снижающим унос капель жидкости из рабочей полости насадки.

В предлагаемом блоке оросителя выделяется несколько зон взаимодействия газожидкостных потоков: пленочное течение жидкости по наклонным гофрированным пластинам и горизонтальным трубам на поверхностях пластин; истечения струй через отверстия в пластинах; распад струй с образованием крупных капель и их дробление при последующем взаимодействии с потоком воздуха и пленкой жидкости. Благодаря распылению и соударению капель жидкости о поверхность труб увеличиваются коэффициенты теплоотдачи с поверхности труб за счет испарения орошающей воды. Исследования различных авторов [37, 38] показывают, что прирост коэффициентов теплоотдачи составляет до 30 раз при образовании пленки жидкости около нагретой поверхности и разбрызгивании капель воды по этой пленке. Благодаря такому расположению пластин, в объеме блока оросителя происходит самораспределение жидкости, а количество разбрызгивающих устройств можно заметно сократить. Кроме того, отпадает необходимость создания высоких давлений при подаче жидкости в форсунки. Следовательно, снижаются энергетические затраты на перекачивание рабочих сред. Так же преимуществом данной конструкции является то, что каждая пластина, располагающаяся на ступень выше предыдущей, выступает в роли каплеуловителей, позволяя отказаться от дополнительной установки сепарационных устройств.

Внедрение предлагаемых устройств для контакта газа и жидкости позволит снизить энергетические затраты на проведение процесса охлаждения оборотной воды на промышленных предприятиях за счет снижения мощности насосов, перекачиваемых воду при организации самораспределения жидкости в блоке оросителя.

3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА БЕСКОНТАКТНОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ

В общем случае процесс передачи тепла жидкости, находящейся в трубчатом радиаторе разработанной конструкции трехпоточной испарительной градирни можно описать двумя этапами:

1. Теплообмен при непосредственном контакте газовой и жидкой фаз, описывается классическим тепловым балансом испарительных градирен. Основная задача заключается в нахождении объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи, позволяющих проводить проектную оценку эффективности разрабатываемых блоков оросителей градирни.

2. Теплопередача через стенку радиатора от предварительно охлажденной жидкости и атмосферного воздуха, обтекаемый теплообменные трубы. Стоит отметить, что при высоких значениях плотности орошения охлаждающей жидкости, которая поступает в градирню, тепловой поток, передаваемый от атмосферного воздуха непосредственно трубам радиатора, становится пренебрежимо мал. Это связано с тем, что в данных условиях блок оросителя работает в режиме полного орошения, и трубы радиатора полностью омываются охлаждающей жидкостью.

Таким образом, тепловой баланс трехпоточной испарительной градирни можно записать в виде:

$$Q = L_{m1}c_L(t_{L1} - t_{L2}) + L_{m2}c_L(t_{L3} - t_{L4}) = G_m(i_2 - i_1), \quad (3.1)$$

где L_{m1} – массовый расход теплоносителя (воды) в трубчатом радиаторе, кг/с; c_L – удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·К); t_{L1} – температура воды на входе в трубчатый радиатор, К; t_{L2} – температура воды на выходе из трубчатого радиатора, К; L_{m2} – массовый расход орошающей (охлаждающей) жидкости, кг/с; t_{L3} – температура орошающей жидкости на входе в блок оросителя, К; t_{L4} – температура орошающей жидкости на выходе из блока оросителя, К; G_m – массовый расход воздуха, кг/с; i_1, i_2 – удельные энтальпии воздуха при входе в градирню и выходе из нее, Дж/кг.

3.1. Определение тепломассообменной эффективности охлаждения оборотной воды в испарительной части трехпоточной градирни

Рассмотрим первый этап охлаждения оборотной воды при непосредственном контакте газовой и жидкой фаз. Для этого следует оценить эффективность процессов тепломассообмена в разработанной конструкции блока оросителя градирни с наклонно-гофрированными контактными элементами.

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

$$\Delta L_m = G_m (x_k - x_0), \quad (3.2)$$

где 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:

$$\Delta L_m = Q_2 / r, \quad (3.3)$$

где $Q_2 = L_{m2} c_L (t_{L3} - t_{L4})$ – тепловой поток, передаваемый орошающей жидкости при непосредственном контакте фаз, Дж; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Тогда влагосодержание насыщенного воздуха на выходе из градирни определится:

$$x_k = x_0 + \frac{\Delta L_m}{G_m}. \quad (3.4)$$

Таким образом, эффективность процессов тепломассообмена испарительной части предлагаемой трехпоточной градирни

$$E = \frac{x_k - x_0}{x_p - x_0}, \quad (3.5)$$

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

Для оценки эффективности охлаждения оборотной воды в оросительной части трехпоточной испарительной градирни были проведены экспериментальные исследования на системе вода-воздух (рис. 3.1).

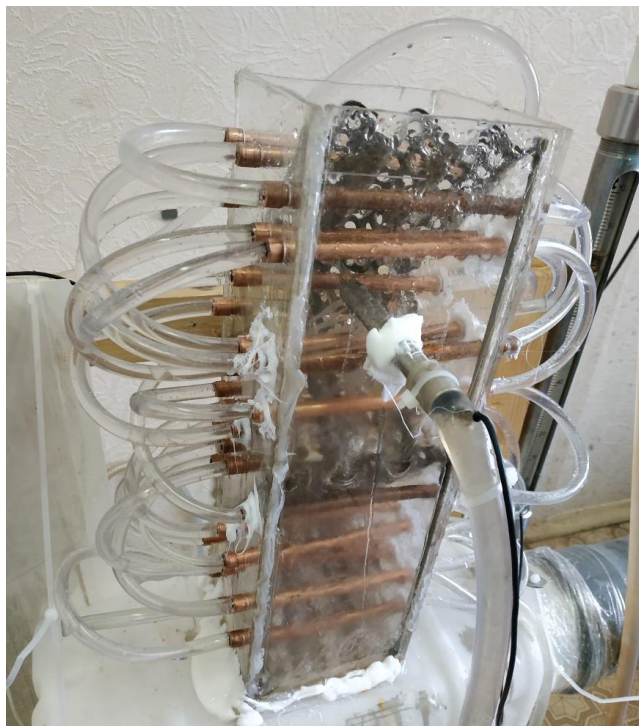


Рис. 3.1. Фотография блока оросителя с трехпоточной системой охлаждения

Экспериментальная установка представляет собой блок оросителя, состоящий из 4 наклонно-гофрированных пластин, общей высотой 340 мм. Размеры исследуемого аппарата в поперечном сечении составляют 100х100 мм. Контактные элементы представляют собой металлические гофрированные пластины толщиной 0,6 мм и радиусом кривизны 7,5 мм. На боковых поверхностях и в верхней части гофр просверлены сквозные круглые отверстия с шагом 11–12 мм для прохода жидкости и газа. Кроме того, во впадинах гофр

выполнены также сквозные круглые отверстия диаметром 3 мм и шагом 10 мм. В предлагаемом блоке оросителя трехпоточной испарительной градирни установлено 30 медных трубок диаметром 8 мм и длиной 125 мм каждая, соединенных между собой силиконовыми шлангами. Трубки смонтированы поперек наклонно-гофрированным пластинам с диаметром отверстий в них 6 мм.

Для измерения и контроля параметров в ходе эксперимента использовались различные устройства, характеристики которых приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Спецификация контрольно-измерительных устройств

Параметр	Прибор	Диапазон	Погрешность
Среднерасходная скорость охлаждающего воздуха	Термоанемометр TESTO 405i	1,5–2,8 м/с	$\pm(0,1 \text{ м/с} + 5 \%)$ (0...2 м/с) $\pm(0,3 \text{ м/с} + 5 \%)$ (2...15 м/с)
Температура охлаждающего воздуха	Термогигрометр TESTO 605i	32,1–32,3 °C	$\pm 0,5 \text{ °C}$
Относительная влажность (ОВ) охлаждающего воздуха		34,0–34,2 %	$\pm 3,0 \%$ (10...35 % ОВ) $\pm 2,0 \%$ (35...65 % ОВ)
Температура воды	Терморегулятор OBEN 2TRM1	35,1–41,9 °C	$\pm 0,5 \%$
Плотность орошения	Ротаметр LZB-VA10-15F	11,8–36,8 м ³ /(м ² ·ч)	$\pm 1,5 \%$
Дифференциальное давление	Дифференциальный манометр TESTO 510i	90–905 Па	$\pm 5,0 \%$ (0...100 Па) $\pm 3,5 \%$ (100...1000 Па)

Стоит отметить, что термоанемометр установлен внутри трубы, предназначенной для подачи атмосферного воздуха, всасывание которой производится из окружающей среды без изменения температурно-влажностных характеристик.

Среднерасходная скорость потока охлаждающего воздуха, отнесенное на полное сечение контактного устройства варьировалась в диапазоне от 1,5 до 2,8 м/с; плотность орошения – от 11,8 до 36,8 м³/(м²·ч); температура охлаждающего воздуха – от 32,1 до 32,3 °С; температура горячей воды – от 35,1 до 41,9 °С. Относительная влажность воздуха во время проведения эксперимента изменялась в пределах от 32,0 до 36,1 %. Температура и относительная влажность воздуха на входе в исследуемый аппарат измерялись термогигрометром testo 605i. Температура воды на входе и выходе из аппарата измерялась измерителем-регулятором двухканальным ОВЕН 2ТРМ1. Расход жидкости измерялся ротаметром, скорость воздуха измерялась термоанемометром testo 405i.

Эффективность протекающих тепломассообменных процессов в испарительной части градирни представлена на рис. 3.2. Как видно из графиков максимальная эффективность процессов тепломассообмена достигает 82,5 %, при этом ее средние значения находятся в районе 43-48 %. Видно, что с уменьшением плотности орошения эффективность процессов тепломассопереноса возрастает. Так, например, при среднерасходной скорости воздуха 1,65 м/с снижение плотности орошения с 24,3 до 18,0 м³/(м²·ч) приводит к повышению тепломассообменной эффективности на 33,5 %. Стоит отметить, что наиболее высокая эффективность тепломассообменных процессов наблюдается при относительно невысоких скоростях воздуха. Это объясняется тем, что рост массового расхода воздуха превалирует над ростом количества испарившейся жидкости, что приводит к снижению влагосодержания насыщенного воздуха на выходе из градирни при увеличении среднерасходной скорости воздуха. Среднерасходная скорость воздуха без уноса жидкости из аппарата достигает значения 2,9 м/с при плотностях орошения до 30 м³/(м²·ч). Таким образом, использование наклонно-гофрированных контактных элементов в качестве блока оросителя для градирни позволяет охлаждать жидкости с высокой тепломассообменной эффективностью.

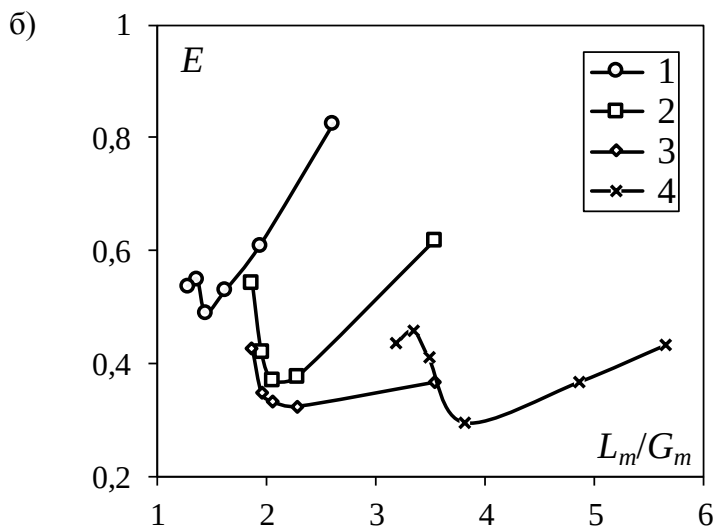
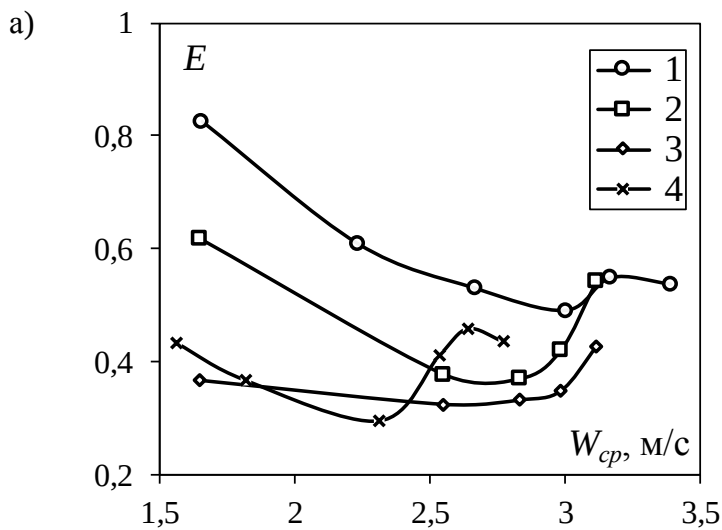


Рис. 3.2. Зависимость изменения тепломассообменной эффективности испарительной части трехпоточной градирни от среднерасходной скорости воздуха (а) и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз (б) при различных плотностях орошения $q, \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$: 1 – 18,0; 2 – 24,3; 3 – 30,6; 4 – 36,8

3.2. Определение объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи

Дальнейшей задачей является оценка значений объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи для разработанного блока оросителя градирни и получение критериальной зависимости, позволяющей проводить проектную оценку эффективности предлагаемых блоков оросителей.

На основе метода числа единиц переноса, используемого для расчета рабочей высоты тепломассообменных аппаратов, известно выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи:

$$\beta_{vx} = \frac{L_{m2} \cdot c_L \cdot (t_{L3} - t_{L4})}{V \cdot \Delta I_{cp}}, \quad (3.6)$$

где V – объем рабочей части аппарата, м^3 ; ΔI_{cp} – средняя разность энтальпий, Дж/кг .

Общий вид уравнения для определения объемного коэффициента массоотдачи:

$$\beta_{vx} = A \cdot q_m \cdot (G_m / L_{m2})^n, \quad (3.7)$$

где A – эмпирический коэффициент, характеризующий охлаждающую способность блока оросителя градирни, определяет совершенство используемых насадок; q_m – плотность орошения, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; n – показатель степени, характеризующий зависимость объемного коэффициента массоотдачи от изменения удельного расхода воздуха.

К настоящему времени накоплен достаточно большой объем данных по значениям коэффициентов A и n для многих существующих промышленных и экспериментальных образцов блоков оросителей градирни.

Средняя разность энтальпий:

$$\Delta I_{cp} = \frac{t_{L3} - t_{L4}}{\int_{t_{L4}}^{t_{L3}} \frac{dt}{I'' - I}}, \quad (3.8)$$

где I'' – энтальпия насыщенного воздуха, Дж/кг; I – энтальпия воздуха, Дж/кг.

Энтальпия насыщенного воздуха:

$$I'' = 0,24 \cdot t_L + x''(595 + 0,47t_L), \quad (3.9)$$

где x'' – влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг.

Энтальпия воздуха для каждого поперечного сечения устройства, в котором температура воды равна t_L :

$$I = I_1 + \frac{t_L - t_{L4}}{K} \cdot \frac{L_{m2}}{G_m}, \quad (3.10)$$

где I_1 – энтальпия воздуха на входе в рассматриваемое сечение устройства, Дж/кг.

Коэффициент K определялся по формуле:

$$K = 1 - \frac{c_L \cdot t_{L4}}{r}. \quad (3.11)$$

На основе уравнения (3.7) и результатов обработки экспериментальных данных, получено выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи при охлаждении воды в наклонно-гофрированных контактных элементах:

$$\beta_{Vx} = 2,50 q_m \left(\frac{G_m}{L_{m2}} \right)^{0,9}. \quad (3.12)$$

Аналогично получено аналитическое решение для объемного коэффициента массоотдачи в наклонно-гофрированных контактных элементах с сетчатой металлической насадкой в виде следующих уравнений:

$$\beta_{Vx} = 2,48 q_m \left(\frac{G_m}{L_{m2}} \right)^{0,94}, \quad (3.13)$$

$$\beta_{Vx} = 2,53 q_m \left(\frac{G_m}{L_{m2}} \right)^{0,9}. \quad (3.14)$$

Полученные уравнения позволяют оценить значение объемного коэффициента массоотдачи для разработанного блока оросителя градирни при различных плотностях орошения. Так, например, уравнение (3.13) позволяет аппроксимировать опытные данные при плотностях орошения от 3 до 6 кг/(м²·с) со средней относительной погрешностью 1 %, а уравнение (3.14) рекомендуется использовать при плотностях орошения от 6,0 до 10,5 кг/(м²·с), при этом максимальная относительная погрешность составляет 2,4 %, а средняя относительная погрешность не превышает 1,1 %.

Согласно рис. 3.3 значение объемного коэффициента массоотдачи увеличивается пропорционально росту среднерасходной скорости газа. Это вызвано увеличением степени развитости турбулентности движущегося воздуха и касательных напряжений на границе раздела фаз. Более того, с ростом плотности орошения с 3,25 до 10,15 кг/(м²·с) отмечается увеличение объемного коэффициента массопереноса в среднем на 14,9 %.

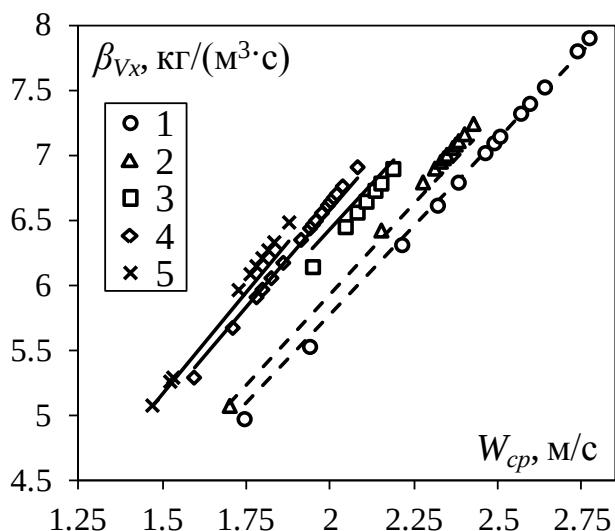


Рис. 3.3. Изменение объемного коэффициента массоотдачи от среднерасходной скорости воздуха при различных плотностях орошения q_m , кг/(м²·с): 1 – 3,25; 2 – 4,97; 3 – 6,70; 4 – 8,42; 5 – 10,15; точки – эксперимент, штриховые линии – расчет по уравнению (3.13), сплошные линии – расчет по уравнению (3.14)

Сравнительный анализ эффективности применения дополнительной поверхности контакта фаз в виде сетчатой металлической насадки показывает небольшое снижение значений объемных коэффициентов массоотдачи (рис. 3.4). Вероятнее всего, это происходит вследствие того, что часть теплового потока затрачивается на передачу тепла и последующий нагрев металлической сетчатой насадки. При этом, снижение значений объемных коэффициентов массоотдачи находится в пределах относительной погрешности измерительных приборов и составляет всего лишь 3,2 %.

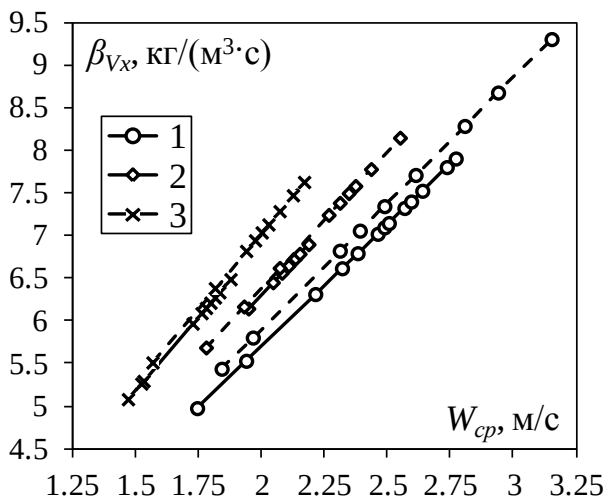


Рис. 3.4. Изменение объемного коэффициента массоотдачи от среднерасходной скорости воздуха в блоке оросителя с наклонно-гофрированными контактными элементами с диаметром отверстий 6 мм при различных плотностях орошения q_m , $\text{кг/(м}^2\cdot\text{с)}$: 1 – 3,25; 2 – 6,70; 3 – 10,15; сплошные линии – с сетчатой металлической насадкой; штриховые линии – без нее

Кроме того, проведен сравнительный анализ значений объемных коэффициентов массоотдачи разработанного блока оросителя с различными существующими типами оросителей промышленного назначения в зависимости от соотношения удельных нагрузок жидкости и газа (рис. 3.5).

Расчеты проводились для испарительной градирни при следующих параметрах: площадь орошения – 100 м², массовый расход воды – 896 т/ч, массовый расход воздуха 239,2–2240 т/ч.

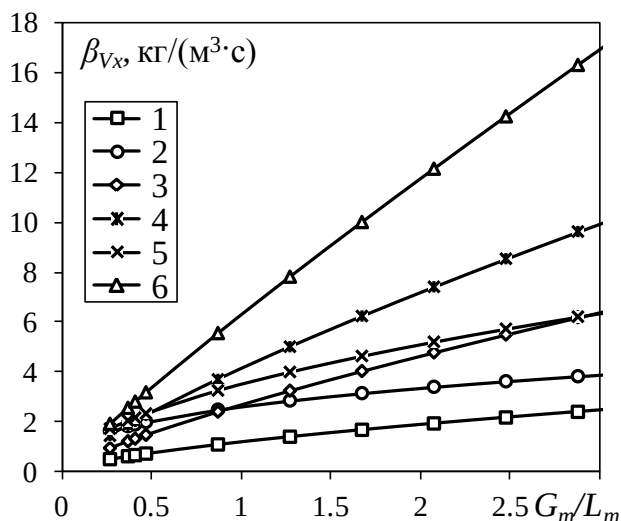


Рис. 3.5. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от соотношения удельных нагрузок воздуха и воды для различных блоков оросителей градирни: 1 – пленочный асбестоцементный ($A = 0,479$; $n = 0,66$); 2 – ороситель призма ПР50 ($A = 1,05$; $n = 0,36$); 3 – сетчатая насадка [39] (по уравнению $\beta_{Vx} = 1,04 q_L^{1,04} (G_m / L_m)^{0,79}$); 4 – струйно-пленочный ороситель [40] ($A = 1,66$; $n = 0,8$); 5 – решетчатый ороситель фирмы «Бальке-Дюрр» [39] ($A = 1,41$; $n = 0,54$); 6 – разработанный блок оросителя с наклонно-гофрированными контактными элементами с диаметром отверстий 6 мм ($A = 2,5$; $n = 0,9$)

Выявлено, что с увеличением расхода охлаждающего воздуха максимальное значение объемного коэффициента массоотдачи наблюдается у исследуемой конструкции блока оросителя испарительной градирни. Так, например, сравнивая значения объемного коэффициента массоотдачи со струйно-пленочным оросителем [40] видно, что при $G_m/L_m < 0,5$ это превышение составляет в среднем

38 %, при $G_m/L_m > 0,5$ – уже 61,2 %. Это говорит о существенном потенциале предлагаемой конструкции для эффективного охлаждения оборотной воды.

На основе обработки данных эксперимента также были определены объемные коэффициенты теплоотдачи α_v (Вт/(м³·К)) по соотношению Льюиса:

$$\frac{\alpha_v}{\beta_{vx}} = C_G \left(\frac{Sc_G}{Pr_G} \right)^{0,5}, \quad (3.15)$$

где C_G – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $Pr_G = \nu_G/a_G$ – число Прандтля; $Sc_G = \nu_G/D_G$ – число Шмидта; ν_G – коэффициент кинематической вязкости газа, м²/с; a_G – коэффициент температуропроводности, м²/с; D_G – коэффициент диффузии, м²/с.

Для воздуха $(Sc_G / Pr_G)^{0,5} \approx 1$, соответственно объемный коэффициент теплоотдачи определяется как:

$$\alpha_v = C_G \beta_{vx}. \quad (3.16)$$

Таким образом, значения объемных коэффициентов теплоотдачи и массоотдачи прямо пропорциональны. Найдено, что при среднерасходной скорости воздуха равной 2,77 м/с и плотности орошения 3,25 кг/(м²·с) значение объемного коэффициента теплоотдачи для разработанного блока оросителя достигает значения 8228,3 Вт/(м³·К) (рис. 3.6).

Безразмерный критерий Меркеля Me , характеризующий охлаждающую способность блока оросителя градирни и определяющий тепломассообменную эффективность используемых контактных элементов, можно оценить по уравнению:

$$Me = \frac{\beta_{vx} h}{q_m} = \frac{\Delta t c_L}{K \Delta I_{cp}} \approx Ah \left(\frac{G_m}{L_{m2}} \right)^n, \quad (3.17)$$

где h – высота блока оросителя градирни, м; Δt – перепад температуры орошающей воды, °С.

Из уравнения (3.17) видно, что число Меркеля прямо пропорционально объемному коэффициенту массоотдачи. Следовательно,

сравнительные результаты охлаждающей способности наклонно-гофрированных контактных элементов с сетчатой металлической насадкой и без нее аналогичны графику, представленному на рис. 3.4.

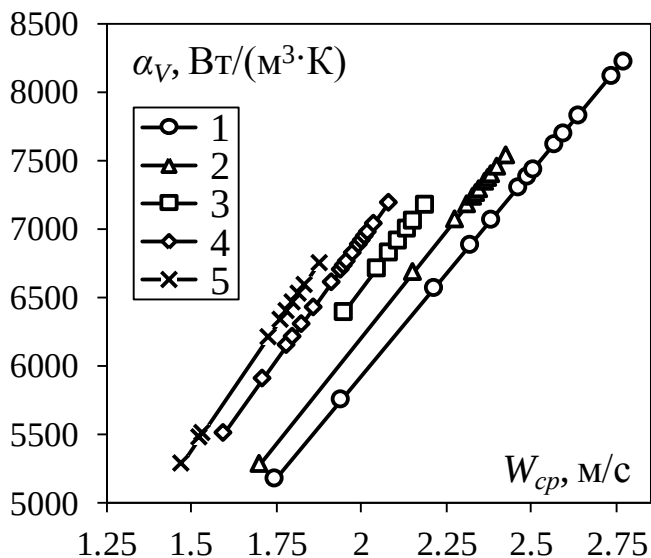


Рис. 3.6. Изменение объемного коэффициента теплоотдачи от среднерасходной скорости воздуха при различных плотностях орошения q_m , кг/(м²·с): 1 – 3,25; 2 – 4,97; 3 – 6,7; 4 – 8,42; 5 – 10,15

Из рис. 3.7 видно, что наиболее высокая охлаждающая способность наклонно-гофрированных контактных элементов наблюдается при низких плотностях орошения. Так, например, снижение плотности орошения с 4,97 кг/(м²·с) до 3,25 кг/(м²·с) приводит к повышению числа Меркеля на 52,6...56,4 %. Это связано с тем, что при небольших расходах жидкости наблюдается более полное соприкосновение газожидкостных потоков с минимальным количеством мертвых зон. При этом, предлагаемая конструкция контактных элементов обеспечивает равномерное распределение жидкости в поперечном сечении аппарата.

Результаты сравнения охлаждающей способности предлагаемого блока оросителя градири с широко используемыми в настоящее время показывают превосходство разработанной конструкции. Так, при высоте блока оросителя равной 1 м, плотности орошения $q_m = 2,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и среднерасходной скорости воздуха $W_{cp} = 1,35 \text{ м/с}$, число Меркеля составляет 1,6. При тех же условиях у волнистых асбестоцементных листов – 0,61; полиэтиленовых гофрированных листов – 0,38; в струйно-плёночных контактных устройствах – 1,15 [40].

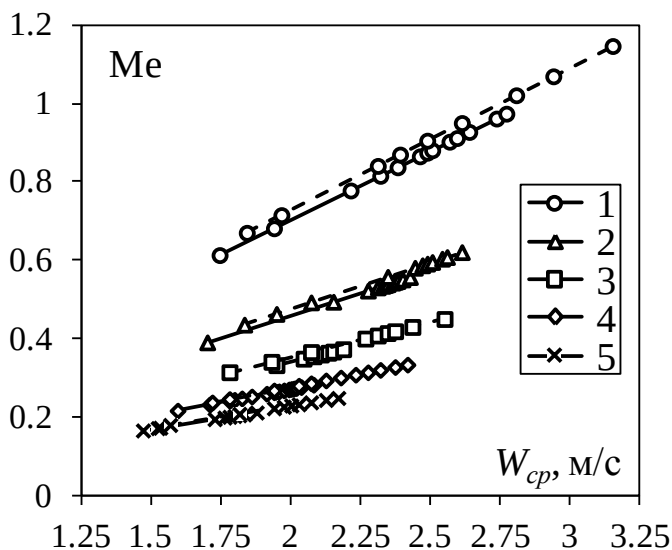


Рис. 3.7. Зависимость числа Меркеля от среднерасходной скорости газа в блоке оросителя с наклонно-гофрированными контактными элементами с диаметром отверстий 6 мм при различных плотностях орошения $q_m, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$: 1 – 3,25; 2 – 4,97; 3 – 6,7; 4 – 8,42; 5 – 10,15; сплошные линии – с сетчатой металлической насадкой; штриховые линии – без нее

Это говорит о том, что предлагаемые наклонно-гофрированные контактные элементы обладают высокой удельной поверхностью контакта фаз, и, как следствие, высокой охлаждающей способностью.

3.3. Математическое описание отвода тепла от поверхности труб при их контакте с предварительно охлажденной пленкой жидкости

Для определения конструктивных и режимных параметров работы трубчатого радиатора системы трехпоточной испарительной градирни, предназначенной для охлаждения оборотной воды предложена следующая математическая модель. Согласно этой модели, общее решение задачи теплообмена в трубчатом радиаторе для условия переменной температуры жидкости, находящейся в блоке оросителя и являющаяся хладагентом приводится к частному решению для постоянной температуры.

В этом случае теплоперенос в трубчатом радиаторе описывается системой уравнений:

$$\begin{aligned} Q_1 &= L_{m1} c_p (t_{L1} - t_{L2}) \\ Q_1 &= k_l \pi l n (t_L - t_G) \end{aligned} \quad (3.18)$$

где Q_1 – тепловой поток, Вт; L_{m1} – массовый расход теплоносителя (воды) в трубчатом радиаторе, кг/с; c_p – удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·К); t_{L1} – температура воды на входе в трубчатый радиатор, К; t_{L2} – температура воды на выходе из трубчатого радиатора, К; k_l – линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К); l – длина одной трубки радиатора, м; n – количество трубок в радиаторе; t_L – средняя температура воды в трубчатом радиаторе, К; t_G – средняя температура орошающей жидкости в блоке оросителя градирни, являющаяся хладагентом, К.

Линейный коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления стенки трубчатого радиатора можно определить по формуле:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{tr}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (3.19)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от жидкости, находящейся внутри труб к стенке радиатора, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоот-

дачи от орошающей жидкости к наружной стенке трубы радиатора, Вт/(м²·К); λ_{tr} – коэффициент теплопроводности материала трубы радиатора, Вт/(м·К); d_1 – внутренний диаметр трубы радиатора, м; d_2 – наружный диаметр трубы радиатора, м.

Коэффициент теплоотдачи α_1 при продольном обтекании прямых труб можно найти по известным уравнениям [41] в зависимости от режима течения теплоносителя:

– при развитом турбулентном течении ($Re > 10000$):

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25}; \quad (3.20)$$

– при переходном режиме ($2300 < Re < 10000$) более точная зависимость получена в работе [42]:

$$Nu = 3,66 + 0,0855 (Re - 2320)^{2/3} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25}; \quad (3.21)$$

– при вязкостно-гравитационном режиме ($Re < 2300$, $Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$):

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25}; \quad (3.22)$$

– при вязкостном режиме ($Re < 2300$, $Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$):

$$Nu = 3,66 \left(\frac{\mu}{\mu_{st}} \right)^{0,14}, \quad (3.23)$$

где Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; Gr – число Грасгофа; μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с.

Коэффициент теплоотдачи α_2 при стекании пленки жидкости по поверхности горизонтальных труб по аналогии с оросительными теплообменниками можно найти по формулам [43] в зависимости от режима течения пленки:

– при $Re_{pl} < 2000$:

$$Nu_{pl} = 0,51 Re_{pl}^{0,33} Pr^{0,43}; \quad (3.24)$$

– при $Re_{pl} \geq 2000$:

$$Nu_{pl} = 0,1 Re_{pl}^{0,63} Pr^{0,48}. \quad (3.25)$$

При этом число Рейнольдса для пленки определяется по формуле:

$$Re_{pl} = \frac{4m_l}{\mu}, \quad (3.26)$$

где $m_l = L_{m2} / 2l$ – расход орошающей жидкости, приходящийся на 1 м длины одной трубы с учетом ее двухстороннего омывания, кг/(м·с).

Число Нуссельта для пленки определяется по формуле:

$$Nu_{pl} = \frac{4\alpha_2 \cdot \delta_{pl}}{\lambda}, \quad (3.27)$$

где δ_{pl} – приведенная толщина пленки, м; λ – коэффициент теплопроводности орошающей жидкости, Вт/(м·К).

За характерный линейный размер при пленочном течении жидкости принимается приведенная толщина пленки, которая определяется по формуле:

$$\delta_{pl} = 0,913 \sqrt{\frac{\mu \cdot m_l}{\rho^2}}, \quad (3.28)$$

где ρ – плотность орошающей жидкости, кг/м³.

Система уравнений (3.18) решалась методом последовательных приближений с использованием замыкающих уравнений подобию (3.20)–(3.28). В качестве трубчатого теплообменника принят радиатор с гладкими трубами диаметром 8,0х1,5 мм в количестве 30 шт, соединенные между собой силиконовыми шлангами. Теплопроводность труб, выполненные из меди, принималась равной 394 Вт/(м·К). Длина труб в оросительной части градирни составляла 0,1 м. При данных конструктивных параметрах трубчатого радиатора поверхность теплопередачи составила 0,0613 м².

Оценочные расчеты проводились при конструктивных размерах трубчатого радиатора, соответствующих проведенным экспериментальным исследованиям для оценки адекватности разработанного математического описания отвода тепла от поверхности труб. При численных исследованиях температура теплоносителя на входе в трубчатый радиатор принималась равной 40 °С. Температура теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора изменялась от 20 до 35 °С, а средняя температура орошающей жидкости в блоке оросителя градирни, являющаяся хладагентом изменялась от 15 до 25 °С. Массовый расход орошающей жидкости был принят равным 0,05 кг/с.

Результаты численных исследований показали, что на величину теплового потока, отводимого от поверхности труб в трехпоточной испарительной градирне, существенное влияние оказывают температурные характеристики теплоносителя, орошающей (охлаждающей) жидкости, а также геометрические размеры труб радиатора.

На рис. 3.8 представлено изменение теплового потока, отводимого от поверхности труб радиатора в зависимости от температуры теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора при различных температурах орошающей жидкости. Из графика видно, что уменьшение средней температуры орошающей жидкости, например, с 20 °С до 15 °С, приводит к повышению теплового потока на 31,8...95,0 % в зависимости от конечной температуры теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора. При этом увеличение температуры воды на выходе из трубчатого радиатора так же приводит к росту мощности теплового потока.

При увеличении количества переданного тепла от орошаемой жидкости к теплоносителю повышается расход охлаждаемой жидкости, т. е. теплоносителя в трубах (рис. 3.9).

Так, при температуре орошающей жидкости 20 °С повышение температуры воды на выходе из трубчатого радиатора с 25 до 30 °С приводит к росту массового расхода теплоносителя в 2,17 раза. При этом увеличение теплового потока составляет 44,67 %. Увеличение массового расхода теплоносителя в трубах связана так же с уменьшением разности его температур на входе и на выходе из трубчатого радиатора.

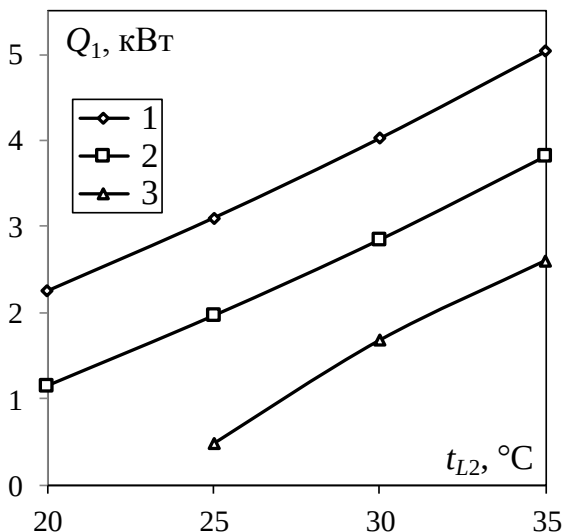


Рис. 3.8. Изменение теплового потока, отводимого от поверхности труб радиатора в зависимости от температуры теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора при различных температурах орошающей жидкости $t_G, ^\circ\text{C}$: 1 – 15, 2 – 20, 3 – 25

Увеличение диаметра труб радиатора при прочих равных условиях приводит к росту мощности теплового потока. Это связано с увеличением поверхности теплообмена трубчатого радиатора. Стоит отметить, что данные получены при разности температур теплоносителя на входе и на выходе из трубчатого радиатора равной 10°C .

Анализ вклада термических сопротивлений теплоотдачи, теплопроводности стенки трубы радиатора показывает, что основное сопротивление теплопередаче может быть сосредоточено как в теплоотдаче от жидкости, находящейся внутри труб, так и в теплоотдаче от жидкости, орошающей наружную поверхность труб радиатора. В связи с этим при проектировании градилен с трехпоточной схемой охлаждения рекомендуется учитывать коэффициенты теплоотдачи как в оросительной части аппарата, так и в трубчатом радиаторе, вычисляя их по формулам, представленным в математическом описании отвода тепла от поверхности труб.

Проведенные численные исследования позволяют произвести подбор наиболее рациональных режимных и конструктивных параметров совместной работы оросительной и трубчатой частей трехпоточной испарительной градирни.

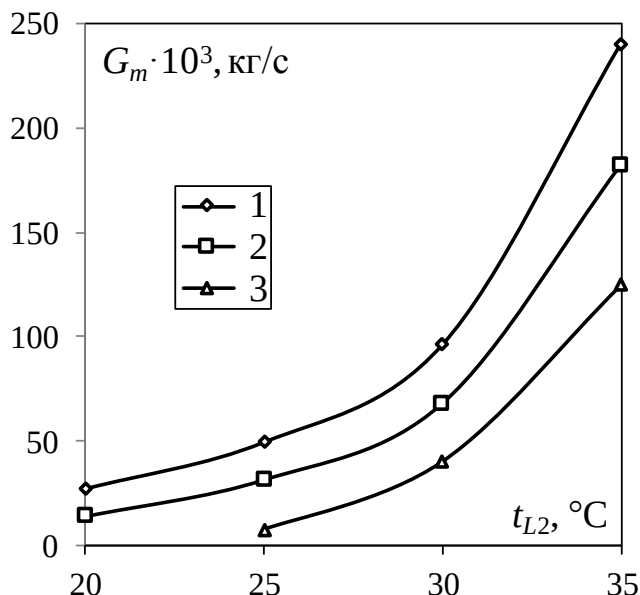


Рис. 3.9. Изменение массового расхода теплоносителя в трубах в зависимости от его температуры на выходе из трубчатого радиатора при различной температуре охлаждающей жидкости t_G , °C: 1 – 15, 2 – 20, 3 – 25

3.4. Верификация численных расчетов трехпоточной испарительной градирни

Для проверки адекватности разработанного математического описания отвода тепла от поверхности труб в трехпоточной испарительной градирне были проведены экспериментальные исследования на системе вода-воздух. Подробное описание экспериментальной установки и методик проведения экспериментов представлено в разделе 3.1.

Для измерения и контроля параметров в ходе эксперимента использовались различные устройства (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Спецификация контрольно-измерительных устройств

Параметр	Прибор	Диапазон	Погрешность
Среднерасходная скорость охлаждающего воздуха	Термоанемометр TESTO 405i	1,55–3,94 м/с	$\pm(0,1 \text{ м/с} + 5 \%)$ (0...2 м/с) $\pm(0,3 \text{ м/с} + 5 \%)$ (2...15 м/с)
Температура воздуха	Термогигрометр TESTO 605i	28,4–31,3 °С	$\pm 0,5 \text{ °С}$
Относительная влажность (ОВ) воздуха		46,0–54,8 %	$\pm 2,0 \%$ (35...65 % ОВ)
Температура воды в радиаторе	Терморегулятор ОВЕН 2ТРМ1	33,3–43,8 °С	$\pm 0,5 \%$
Температура воды, подаваемой на орошение	Терморегулятор ОВЕН 2ТРМ1	25,2–37,5 °С	$\pm 0,5 \%$
Плотность орошения	Ротаметр LЗВ-VA10-15F	11,8–36,8 м ³ /(м ² ·ч)	$\pm 1,5 \%$
Расход воды в радиаторе	Бетар СГВ-15	0,013–0,042 кг/с	$\pm 2,0 \%$

Одним из критериев оценки эффективности протекания процессов тепло- и массообмена в испарительной градирне является тепловой КПД, характеризующий совершенство используемых блоков оросителей. Так, тепловую эффективность трехпоточной испарительной градирни можно оценить по изменению разности температур основного потока жидкости согласно уравнению:

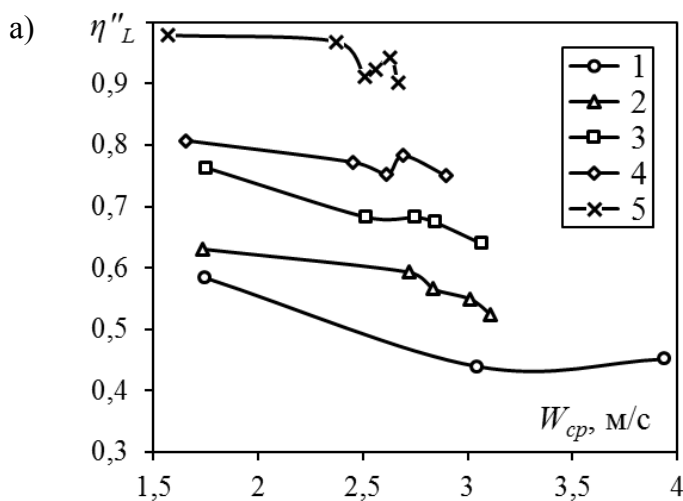
$$\eta_L = \frac{t_{L1} - t_{L2}}{t_{L1} - t_{Lp}}, \quad (3.29)$$

где t_{Lp} – равновесная температура воды, т. е. температура точки росы (теоретический предел охлаждения жидкости), °С.

При этом охлаждение основного потока жидкости, поступающего в трубчатый радиатор, сопровождается одновременным охлаждением орошающей жидкости за счет встречного потока атмосферного воздуха и теплопередачей через стенку радиатора. Эффективность процесса теплопередачи от орошающей жидкости к основному потоку можно оценить по уравнению:

$$\eta_L'' = \frac{t_{L1} - t_{L2}}{t_{L1} - t_{L4}}. \quad (3.30)$$

Результаты обработки экспериментальных данных показывают (рис. 3.10–3.11), что эффективность охлаждения оборотной воды в трехпоточной испарительной градирне существенно зависит от плотности орошения охлаждающей жидкости и расхода основного потока воды в трубчатом радиаторе. Так, например, во всех исследуемых соотношениях расходов установлено, что с увеличением плотности орошения охлаждающей жидкости эффективность процессов тепло- и массообмена в трехпоточной испарительной градирне возрастает. При этом эффективность процесса теплопередачи через стенку радиатора при плотности орошения равной $36,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ и массовом расходе воды в трубах $0,013 \text{ кг/с}$ составляет в среднем $93,7 \%$ (рис. 3.10 а, б).



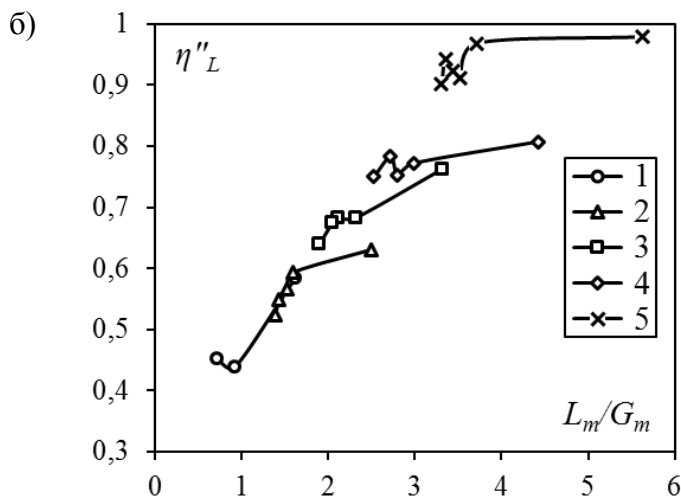
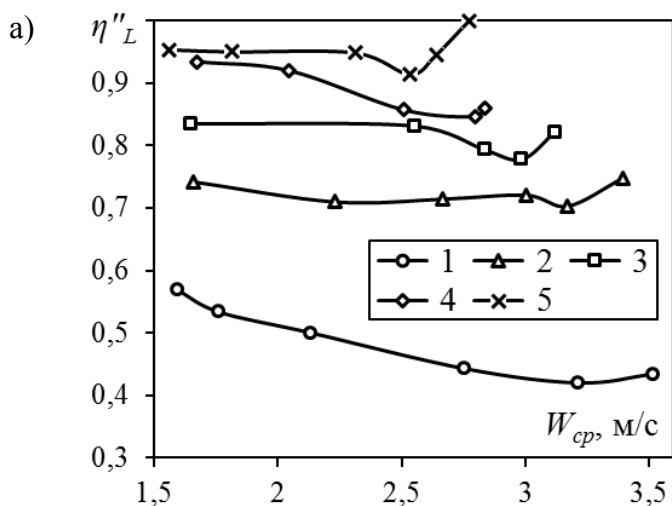


Рис. 3.10. Изменение эффективности процесса теплопередачи через стенку радиатора в трехпоточной испарительной градирне в зависимости от среднерасходной скорости воздуха (а) и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз (б) при различных плотностях орошения q , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$:

1 – 11,8; 2 – 18,0; 3 – 24,3; 4 – 30,6; 5 – 36,8. Средний массовый расход воды в трубчатом радиаторе – 0,013 кг/с



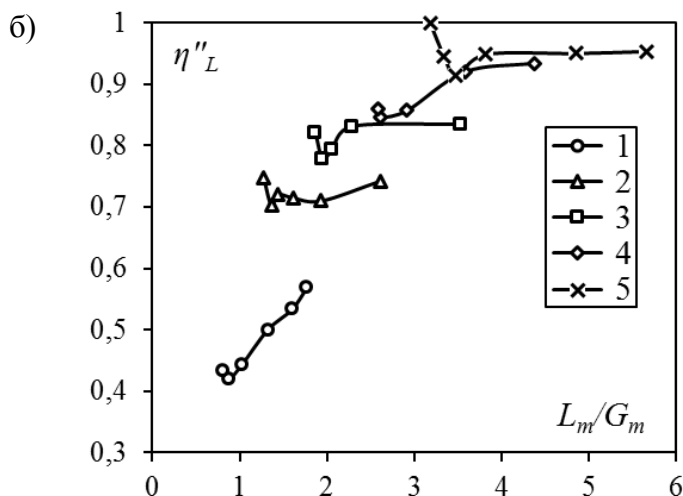


Рис. 3.11. Изменение эффективности процесса теплопередачи через стенку радиатора в трехпоточной испарительной градирне в зависимости от среднерасходной скорости воздуха (а) и соотношения массовых расходов жидкой и газовой фаз (б) при различных плотностях орошения q , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$: 1 – 11,8; 2 – 18,0; 3 – 24,3; 4 – 30,6; 5 – 36,8. Средний массовый расход воды в трубчатом радиаторе – 0,0422 кг/с

Исследования влияния массового расхода жидкости в трубчатом радиаторе на тепловой КПД трехпоточной градирни показывают, что с уменьшением расхода жидкости КПД возрастает (рис. 3.12). Так, например, при среднерасходной скорости воздуха равной 2,0 м/с и плотности орошения 11,8 $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ снижение массового расхода жидкости в трубах с 0,0422 кг/с до 0,013 кг/с приводит к повышению теплового КПД на 24,1 %. При этом стоит отметить существенное повышение теплового КПД трехпоточной испарительной градирни при увеличении плотности орошения охлаждающей жидкости. Так, увеличение плотности орошения с 11,8 до 36,8 $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ при среднерасходной скорости воздуха равной 2,0 м/с приводит к повышению теплового КПД предлагаемой градирни на 31,3 %.

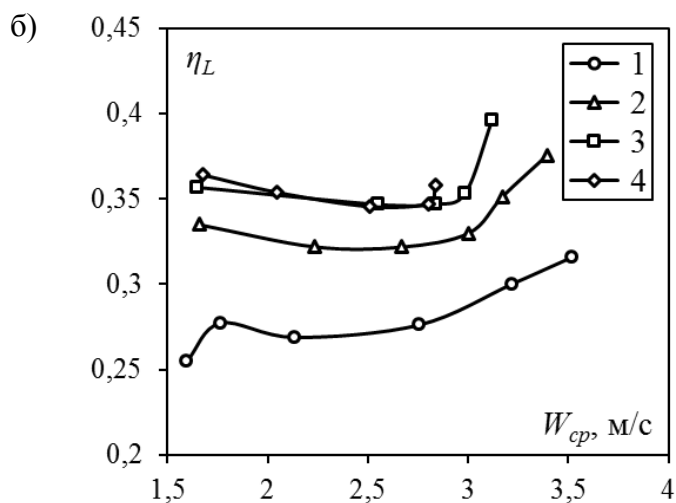
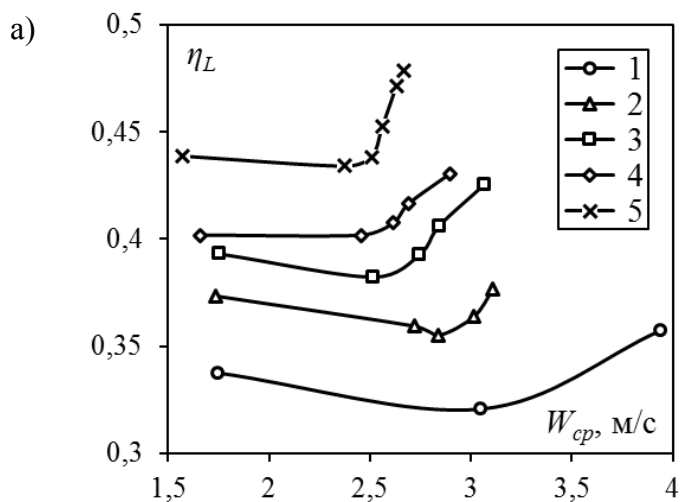


Рис. 3.12. Изменение теплового КПД трехточечной испарительной градирни в зависимости от среднерасходной скорости воздуха при различных плотностях орошения $q, \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$: 1 – 11,8; 2 – 18,0; 3 – 24,3; 4 – 30,6; 5 – 36,8. Средний массовый расход воды в трубчатом радиаторе: а) – 0,013 кг/с; б) – 0,0422 кг/с

Проведенные экспериментальные исследования по оценке эффективности охлаждения оборотной воды в трехпоточной испарительной градирне с наклонно-гофрированными контактными элементами показывают возможности охлаждения основного потока жидкости на 9,2–10 °С при начальной температуре горячей воды равной 43,3–43,4 °С. При увеличении плотности орошения охлаждающей жидкости до 36,8 м³/(м²·ч) тепловой КПД предлагаемой градирни может достигать 47,8 %. Высокое значение теплового КПД достигается за счет равномерного распределения жидкой фазы в блоке оросителя с наклонно-гофрированными контактными элементами и созданием развитой поверхности теплообмена. Стоит отметить, что использование трехпоточной схемы не приводит к снижению пропускной способности градирен по газу, так как предельная скорость захлебывания составляет 2,4–3,2 м/с в зависимости от плотности орошения.

На рис. 3.13 представлено изменение теплового потока, отводимого от поверхности труб радиатора в зависимости от разности температур теплоносителя на входе и выходе из трубчатого радиатора при различных плотностях орошения охлаждающей жидкости. Видно, что экспериментальные данные хорошо согласуются с разработанным ранее математическим описанием отвода тепла от поверхности труб при их контакте с предварительно охлажденной пленкой жидкости в оросительной части градирни. Так, отклонения опытных данных значений температур теплоносителя на выходе из трубчатого радиатора от расчетных составляют в среднем 3,5 %. При этом разность температур теплоносителя, полученных в ходе эксперимента несколько выше расчетных значений. Это объясняется тем, что в расчетных моделях не учитывается теплообмен концевых участков труб радиатора, находящихся за пределами корпуса аппарата, с окружающей средой. Стоит отметить, что по количеству переданного тепла расхождение расчетных и опытных данных составляет в среднем 9,6 %.

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что основное влияние на количество тепла, переданной теплоносителю через стенку радиатора от охлаждающей жидкости оказывают массовый расход теплоносителя и плотность орошения охлаждающей жидкости. Так, увеличение массового расхода теплоносителя

в трубчатом радиаторе в 5,9 раз приводит к повышению доли тепла, переданной через стенку труб к общему тепловому потоку в 3,56...3,82 раза при плотности орошения охлаждающей жидкости равной $12 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ (рис. 3.14а). При этом увеличение среднерасходной скорости воздуха приводит к уменьшению доли тепла, переданной через стенку труб к общему тепловому потоку. Например, при плотности орошения равной $34,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ и массовом расходе теплоносителя в трубчатом радиаторе $31,36 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ это снижение составляет 24,9 % (рис. 3.15б). Это объясняется тем, что с повышением массового расхода воздуха увеличивается тепловой поток, передаваемый охлаждающей жидкости при непосредственном контакте фаз в оросительной части градирни.

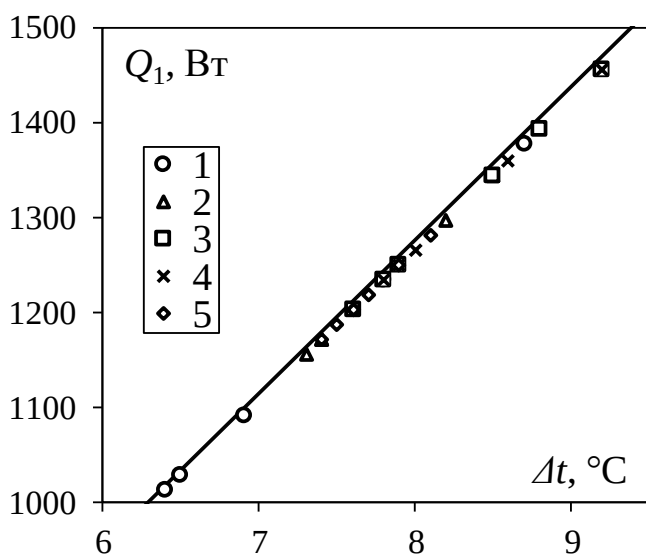


Рис. 3.13. Изменение теплового потока, отводимого от поверхности труб радиатора в зависимости от разности температур теплоносителя на входе и выходе из трубчатого радиатора при различных плотностях орошения охлаждающей жидкости q , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$: 1 – 12,0; 2 – 19,2; 3 – 26,7; 4 – 34,2; 5 – 42,2; сплошная линия – расчет по разработанному математическому описанию, точки – эксперимент

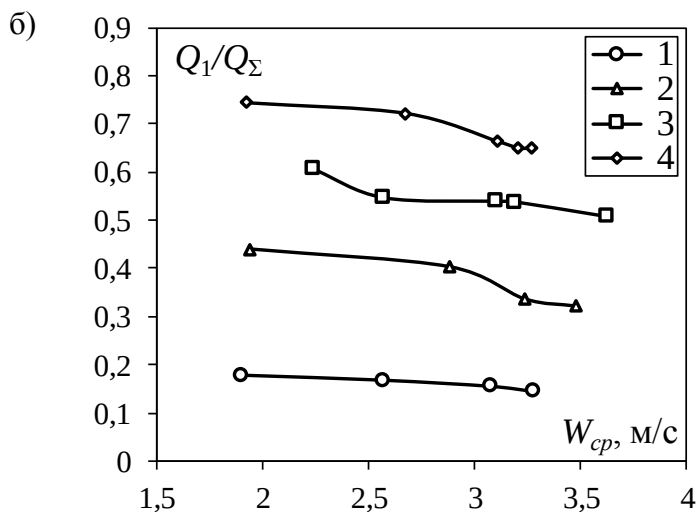
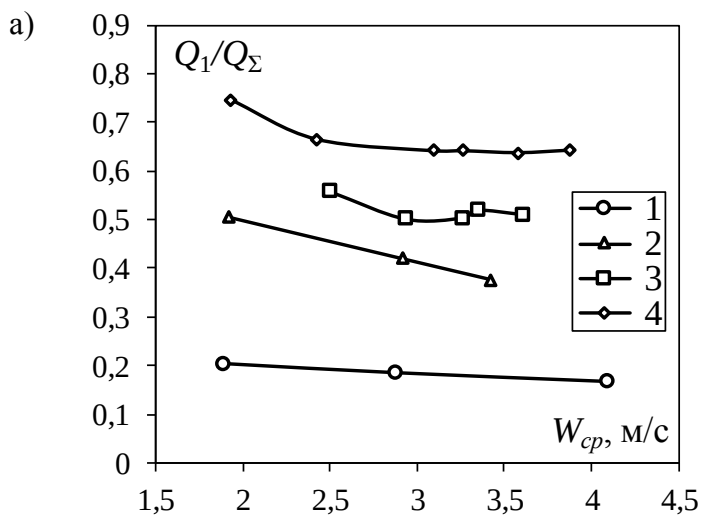


Рис. 3.14. Изменение доли тепла переданной через стенку радиатора к общему тепловому потоку в трехточечной испарительной градирне в зависимости от среднерасходной скорости воздуха при различных массовых расходах теплоносителя в трубчатом радиаторе $L_{m1} \cdot 10^3$, кг/с: 1 – 6,43; 2 – 13,53; 3 – 31,36; 4 – 37,84. Плотность орошения охлаждающей жидкости q , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$: а – 12,0; б – 19,2

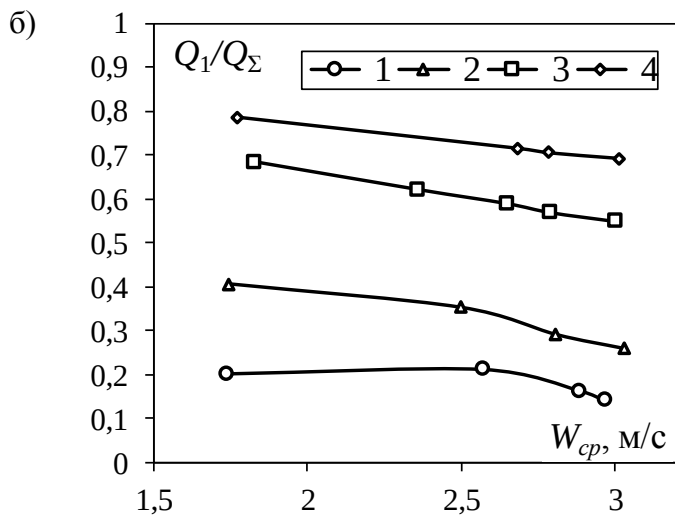
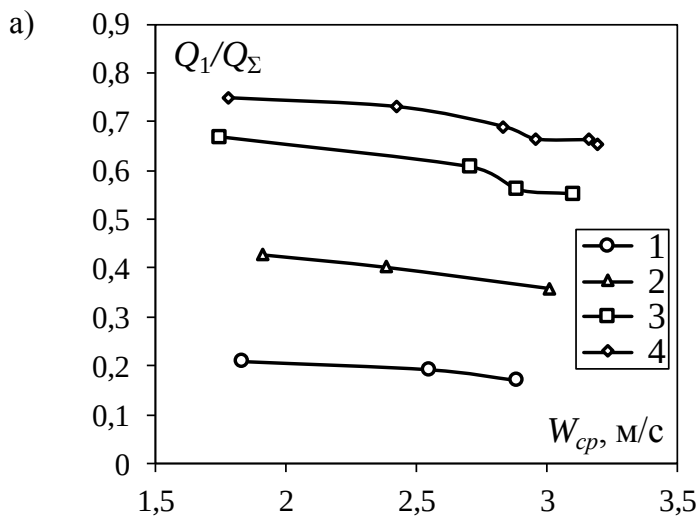


Рис. 3.15. Изменение доли тепла переданной через стенку радиатора к общему тепловому потоку в трехточечной испарительной градирне в зависимости от среднерасходной скорости воздуха при различных массовых расходах теплоносителя в трубчатом радиаторе $L_{m1} \cdot 10^3$, кг/с: 1 – 6,43; 2 – 13,53; 3 – 31,36; 4 – 37,84. Плотность орошения охлаждающей жидкостью q , $m^3/(m^2 \cdot ч)$: а – 26,7; б – 34,2

Исследования влияния плотности орошения на долю тепла переданной через стенку радиатора к общему тепловому потоку показывают, что снижение плотности орошения охлаждающей жидкости, например, с 34,2 до 12 м³/(м²·ч) приводит к увеличению этого соотношения на 25...54 % в зависимости от среднерасходной скорости воздуха (рис. 3.16). Это объясняется тем, что с увеличением плотности орошения наблюдается рост теплового потока, передаваемого орошающей жидкостью при непосредственном контакте газовой и жидкой фаз.

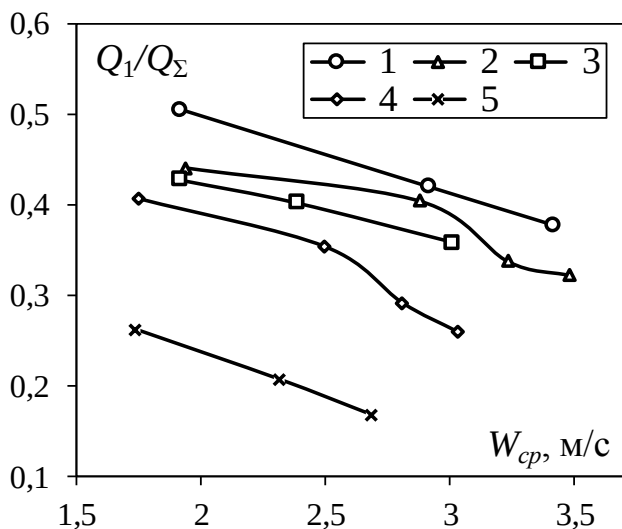


Рис. 3.16. Изменение доли тепла переданной через стенку радиатора к общему тепловому потоку в трехпоточной испарительной градирне в зависимости от среднерасходной скорости воздуха при различных плотностях орошения q , м³/(м²·ч): 1 – 12,0; 2 – 19,2; 3 – 26,7; 4 – 34,2; 5 – 42,2. Средний массовый расход теплоносителя в трубчатом радиаторе $13,53 \cdot 10^{-3}$ кг/с

Уровень техники в конструировании градирен достиг такой степени, что дальнейшее значительное улучшение требует комплексный подход, а именно развитие их энергоэффективности совместно с решением экологических проблем. По этой причине в по-

следние годы все больше внимания и усилий уделяется изобретению и исследованиям по повышению их эффективности с сохранением природных ресурсов.

Использование трехпоточной схемы охлаждения оборотной воды позволит исключить развитие микроорганизмов и уменьшить биообрастание рабочих поверхностей градирен, обеспечивая тем самым высокие эксплуатационные показатели аппаратов системы оборотного водоснабжения промышленных предприятий.

4. ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ АППАРАТОВ БЕСКОНТАКТНОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ

4.1. Инженерная методика расчета процесса охлаждения теплоэнергетических установок в трехпоточной испарительной градирне

Система охлаждения оборотной воды является идеальной средой для развития и размножения множества бактерий и микроорганизмов в первую очередь из-за высоких температур, наличия кислорода в водной среде и солнечного света. Одним из методов очистки оборотной воды от органических отходов является использование сильного природного окислителя – озона.

Горячий поток жидкости, поступая в градирню, делится на два потока: основной, первый, поток поступает в радиатор и передает свое тепло через стенку предварительно охлажденной в контактных устройствах орошающей жидкости. Второй поток жидкости попадает в блок оросителя, распределяется по всему его объему, контактируя с восходящим потоком воздуха. Часть воды испаряется, отдавая свое тепло, и уже охлажденная вода, на каждой ступени контактного устройства распределяется в виде капель, брызг и пленки по наружной поверхности радиатора. Особенностью трехпоточной испарительной градирни является то, что для очистки оборотной воды от микроорганизмов вводится озон лишь в один поток воды, который распределяется по оросителю и охлаждается за счет испарения.

Расход орошающей жидкости, выступающий в качестве хладагента для основного потока, определяем следующим образом:

$$L_{m2} = \frac{\pi d_{mp}^2}{4} v \rho, \quad (4.1)$$

где d_{mp} – диаметр трубы оросителя, м; v – средняя скорость жидкости в трубчатом оросителе, м/с.

Расход испарившейся жидкости

$$G_u = \frac{L_{m2} c_L (t_{L3} - t_{L4})}{(i_2 - i_1)(x_k - x_0) - c_L t_{L4}}, \quad (4.2)$$

В чистой воде остаточные концентрации озона 0,01–0,10 мг/кг в течение периодов, составляющих пятнадцать секунд, могут быть эффективными для снижения бактериальной нагрузки. Однако в воде со значительным содержанием органики остаточная концентрация озона и/или время контакта озона должны быть увеличены для обеспечения дезинфекции. Для сточных вод в естественных и искусственных водоемах обычно требуется от 0,2 до 0,4 мг/кг остаточного озона в течение 1–5 минут для значительной дезинфекции после окисления органических веществ.

Расход озона в таком случае будет равен

$$G_{O_3} = 0,4(L_{m2} - G_u). \quad (4.3)$$

Проведенные ранее исследования по определению гидравлического сопротивления сухого блока оросителя градирни показали, что наибольшие потери давления наблюдаются в наклонно-гофрированных контактных элементах (НГКЭ) с невысокой долей свободного сечения для прохода воздуха, в частности для элементов с диаметром отверстий в гофрах равным 5 мм. Значения гидравлического сопротивления других конструктивных исполнений блока оросителя находятся примерно на одном уровне. Применение трехпоточной схемы охлаждения оборотной воды не приводит к росту гидравлического сопротивления, так как максимальное изменение составляет 1,76 %.

Обработка экспериментальных данных (рис. 4.1) методом наименьших квадратов позволила получить расчетные уравнения для определения гидравлического сопротивления сухого слоя контактных элементов для различных конструкций блока оросителя градирни (табл. 4.1) на основе формулы:

$$\Delta P_{\text{сух}} / H = A' W_{\text{ср}}^a, \quad (4.4)$$

где $\Delta P_{\text{сух}}$ – гидравлическое сопротивление сухого слоя насадки, Па; H – общая высота слоя контактных элементов, м; A' , a – коэффициенты, определяемые для каждой насадки экспериментально; $W_{\text{ср}}$ – среднерасходная скорость газа, м/с.

Таблица 4.1

**Расчетные уравнения для определения гидравлического
сопротивления сухого слоя блока оросителя**

Тип	Расчетные уравнения	Коэфф. достоверности аппроксимации	Максимальная относительная погрешность $\delta_{\max}$, %
1	$\Delta P_{\text{сyx}} / H = 0,1141 W_{\text{cp}}^{1,859}$	0,9995	3,32
2	$\Delta P_{\text{сyx}} / H = 0,063 W_{\text{cp}}^{1,876}$	0,9990	4,63
3	$\Delta P_{\text{сyx}} / H = 0,0701 W_{\text{cp}}^{1,786}$	0,9993	2,55
4	$\Delta P_{\text{сyx}} / H = 0,065 W_{\text{cp}}^{1,842}$	0,9994	4,30

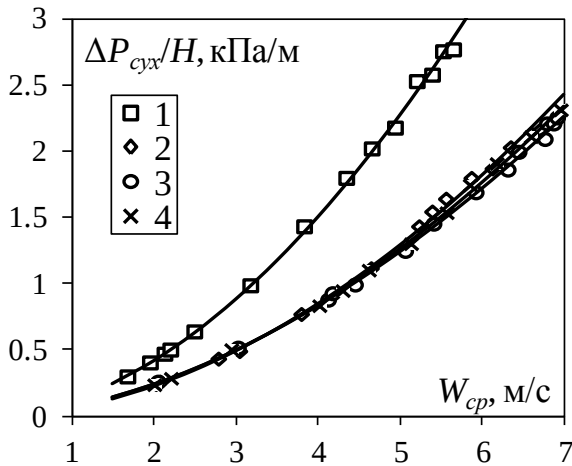


Рис. 4.1. Гидравлическое сопротивление сухого блока оросителя, состоящего из наклонно-гофрированных контактных элементов различного типа конструктивного оформления: 1 – с диаметром отверстий в гофрах 5 мм; 2 – с диаметром отверстий в гофрах 6 мм; 3 – с сетчатой металлической насадкой; 4 – блок оросителя с трехпоточной схемой охлаждения; точки – эксперимент, линии – расчетные уравнения

Для расчета гидравлического сопротивления орошаемой насадки часто используется выражение вида:

$$\frac{\Delta P_{op}}{\Delta P_{сyx}} = 10^{bq}, \quad (4.5)$$

где b – коэффициент, определяемый для каждой насадки экспериментально, q – плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Подставив вместо $\Delta P_{сyx}$ выражение, полученное ранее для наклонно-гофрированных контактных элементов с диаметром отверстий 6 мм:

$$\frac{\Delta P_{op}}{H} = 0,063 W_{cp}^{1,876} \cdot 10^{bq}, \quad (4.6)$$

и сетчатой металлической насадкой

$$\frac{\Delta P_{op}}{H} = 0,0701 W_{cp}^{1,786} \cdot 10^{bq} \quad (4.7)$$

Решая уравнения (37) и (38) относительно b , найдем значение эмпирического коэффициента для наклонно-гофрированных контактных элементов с сетчатой металлической насадкой и без нее, работающих в различных режимах. Результаты расчетов величины b со средними относительными погрешностями δ_{cp} сведены в табл. 4.2.

Анализируя данные, представленные в табл. 4.2, можно сделать вывод, что величина эмпирического коэффициента b возрастает с переходом на более энергоемкий режим работы насадок. Установлено, что для наклонно-гофрированных контактных элементов с сетчатой металлической насадкой с увеличением плотности орошения более $20 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ средние значения эмпирического коэффициента b снижаются. Так, например, в пленочном режиме и режиме эмульгирования это снижение составляет 28,8 % и 25,3 % соответственно, а в режиме подвисяния – 9,01 %.

Сравнивая результаты расчетов эмпирического коэффициента b контактных элементов с сетчатой металлической насадкой и без нее, можно сделать вывод, что использование сетчатой металлической насадки приводит к увеличению среднего значения коэффи-

циента b . Так, например, при плотности орошения до $20 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ в пленочном режиме работы наблюдается повышение эмпирического коэффициента b на 72 %, в режиме подвисяния – 56,3 %, а в режиме эмульгирования – 92,4 %. Это говорит о более высоком гидравлическом сопротивлении контактных элементов с сетчатой металлической насадкой при ее орошении.

Таблица 4.2

Определение среднего значения эмпирического коэффициента b

Плотность орошения $q, \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	Пленочный режим		Режим подвисяния		Режим эмульгирования	
	b	$\delta_{cp}, \%$	b	$\delta_{cp}, \%$	b	$\delta_{cp}, \%$
НГКЭ						
до 32	0,0111	11,45	0,0169	10,8	0,0215	9,6
после 32	0,0186	3,44	0,0207	1,71	0,0206	5,2
НГКЭ с сетчатой металлической насадкой						
до 20	0,01900	6,3	0,0264	11,2	0,04140	8,2
после 20	0,01355	8,3	0,0240	7,4	0,03095	9,2

Таким образом, полученные выражения (37–38) для оценки гидравлического сопротивления орошаемого блока испарительной градирни позволяют производить проектную оценку потерь давления на перекачивание воздуха в предлагаемых наклонно-гофрированных контактных элементах с диаметром отверстий 6 мм с достаточной для инженерных расчетов точностью.

4.2. Конструкции градирен большой и малой производительности

Авторами разработана и защищена патентом [44] конструкция трубчатой испарительной градирни с ультрафиолетовым обеззараживанием воды. Достоинством предлагаемой схемы охлаждения оборотной воды является полное исключение использования химических реагентов за счет подачи основной части охлаждаемой

воды в межтрубное пространство трубчатого оросителя, где теплопередача происходит через стенку труб без непосредственного контакта с атмосферным воздухом, при сохранении высокой эффективности охлаждения оборотной воды. Технический результат достигается тем, что в трубчатой испарительной градирне с ультрафиолетовым обеззараживанием воды, содержащий корпус, коллектор подвода жидкости, бак для сбора жидкости и вентилятор, корпус включает в себя ороситель, состоящий из трубчатых элементов, установленных по всей высоте оросителя.

Согласно полезной модели, коллектор подвода жидкости имеет два штуцера, где основной поток охлаждаемой воды поступает в межтрубное пространство трубчатого оросителя, а второй поток жидкости подается в верхнюю часть на орошение трубчатого оросителя. Он состоит из теплообменных трубок, закрепленных в трубных решетках, приваренные в свою очередь к корпусу, образуя жесткую неподвижную конструкцию. Кроме того, в верхней части корпуса установлен водоуловитель, в нижней части корпуса – воздухозаборные окна, а в баке для сбора жидкости – кварцевые лампы, создающие ультрафиолетовое излучение. Обработанная таким образом вода, перекачивается насосом обратно на орошение градирни, образуя тем самым замкнутый контур циркуляции охлаждающей жидкости.

Предлагаемая трубчатая испарительная градирня с ультрафиолетовым обеззараживанием (рис. 4.2) воды работает следующим образом. Нагретая в технологическом оборудовании вода, попадая в коллектор подвода жидкости, разбивается на два потока таким образом, что основной поток охлаждаемой жидкости через штуцер 9 поступает в межтрубное пространство трубчатого оросителя 2. Второй поток воды, проходя через штуцер 12, равномерно распределяется по поперечному сечению градирни и поступает на орошение во внутрь теплообменных труб оросителя 2. Навстречу стекающей по стенкам труб пленке жидкости движется холодный атмосферный воздух, всасываемый вентилятором 3 через воздухозаборные окна 6, расположенные в нижней части корпуса 1. Охлажденная таким образом, вода, является охлаждающим агентом для основного потока охлаждаемой жидкости, движущейся в межтрубном пространстве оросителя 2 снизу вверх по Z-образной траектории.

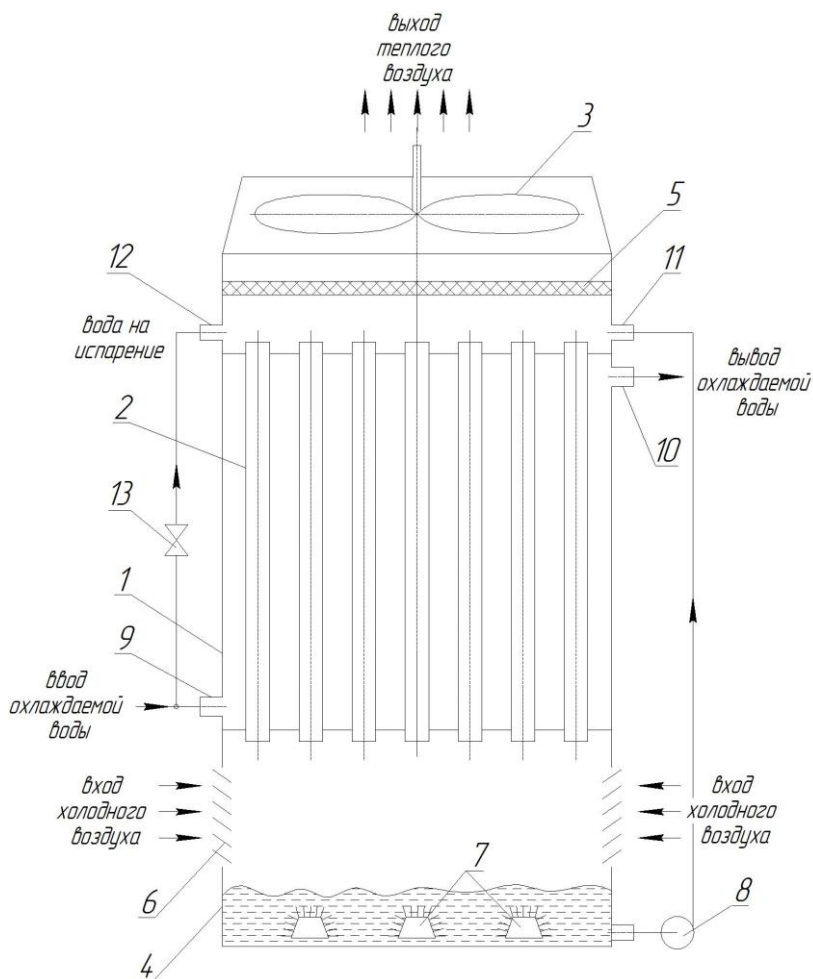


Рис. 4.2. Трубчатая испарительная градирня с ультрафиолетовым обеззараживанием воды: 1 – корпус; 2 – ороситель, состоящий из теплообменных труб; 3 – вентилятор; 4 – бак для сбора жидкости; 5 – водоуловитель; 6 – воздухозаборные окна; 7 – кварцевые лампы; 8 – насос; 9 – штуцер ввода основного потока охлаждаемой жидкости; 10 – штуцер вывода основного потока охлаждаемой жидкости; 11 – штуцер ввода охлаждающей жидкости; 12 – штуцер подачи жидкости на орошение трубчатого оросителя; 13 – запорная арматура

Основной поток охлажденной жидкости отводится через штуцер 10. Капли, срываемые со стекающей пленки жидкости восходящим потоком воздуха, улавливаются и распределяются по верхней трубной решетке благодаря установленному в верхней части корпуса 1 водоуловителю 5. Охлажденный и частично испарившийся хладагент по внутренней стенке теплообменных труб оросителя 2 стекает в бак для сбора жидкости 4, где обрабатывается ультрафиолетовым излучением, которые создают кварцевые лампы 7, установленные вблизи днища бака 4. Так, охлажденная и обеззараженная вода насосом 8 через штуцер 11 подается в верхнюю часть трубчатого оросителя 2.

В предлагаемой трубчатой испарительной градирне с ультрафиолетовым обеззараживанием воды основная часть охлаждаемой жидкости не контактирует с воздухом, при этом различные примеси не поглощаются из него, следовательно, развитие микроорганизмов в среде становится невозможным. Часть жидкости, контактирующая с атмосферным воздухом (5–10 % от общего объема охлаждаемой воды), очищается ультрафиолетовым излучением с целью уничтожения микроорганизмов и бактерий, дающие отложения на рабочих поверхностях и затрудняющие теплообмен.

Применение испарительного охлаждения при пленочном течении жидкости по вертикальным теплообменным трубам позволяет увеличить коэффициенты тепло- и массоотдачи в несколько раз по сравнению с капельным орошением. Таким образом, использование предлагаемого способа охлаждения оборотной воды за счет подачи основной части охлаждаемой жидкости в межтрубное пространство трубчатого оросителя и обеззараживания ультрафиолетовым излучением другой части жидкости позволяет полностью отказаться от использования химических реагентов в системе оборотного водоснабжения при сохранении высокой эффективности охлаждения воды. Повысить производительность трубчатой испарительной градирни с ультрафиолетовым обеззараживанием воды можно в случае организации движения в вертикальных теплообменных трубах нисходящего прямотока, т. е. охлаждающий воздух нагнетать в верхнюю часть градирни. Данная схема позволит увеличить скорость движения газожидкостной смеси в трубах без уноса жидкости.

Другой перспективной конструкцией градирни с трехпоточной схемой охлаждения оборотной воды является безреагентная испарительная градирня [45], принцип работы которой и основные конструктивные особенности подробно описаны в главе 2 данного пособия.

Стоит отметить, что при проектировании промышленных градирен с наклонно-гофрированными контактными элементами предполагается установка отдельных блоков оросителей одинакового размера, например, 100x100, 200x200 мм, причем размеры и их количество определяется производительностью аппарата. Такой подход к конструктивному оформлению минимизирует влияние масштабного эффекта и позволяет создавать аппараты любой заданной производительности без снижения эффективности. Кроме того, для орошения каждого блока наклонно-гофрированных контактных элементов достаточно единственной точки орошения, что обеспечивается благодаря возможности дальнейшего самораспределения жидкости по сечению блока оросителя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии рассмотрены основные положения организации энерго- и ресурсосберегающей технологии охлаждения теплоэнергетических установок. Проведен анализ существующих подходов к конструированию градирен и их элементов промышленного назначения. Показано, что уровень техники в проектировании градирен достиг такой степени, что дальнейшее значительное улучшение требует комплексный подход, а именно развитие их энергоэффективности совместно с решением экологических проблем. По этой причине в последние годы все больше внимания и усилий уделяется изобретению и исследованиям по повышению их эффективности с сохранением природных ресурсов.

Для изучения предлагаются новые устройства для контакта газа и жидкости, позволяющие снизить энергетические затраты на проведение процесса охлаждения оборотной воды на промышленных предприятиях за счет снижения мощности насосов, перекачиваемых воду при организации самораспределения жидкости в блоке оросителя градирни.

Представлены результаты собственных теоретических и экспериментальных исследований, на основе которых показано, что использование трехпоточной схемы охлаждения оборотной воды позволит исключить развитие микроорганизмов и уменьшить биообрастание рабочих поверхностей градирен, обеспечивая тем самым высокие эксплуатационные показатели аппаратов системы оборотного водоснабжения промышленных предприятий.

Предлагается инженерная методика расчета процесса охлаждения оборотной воды теплоэнергетических установок в трехпоточной испарительной градирне.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галеева А. Р. Энергоэффективность – основа устойчивого развития экономики страны / А. Р. Галеева, О. В. Газизова // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17. – № 8. – С. 372–376.
2. International Energy Agency. Statistics and Balances. Countries Beyond the OECD: Russian Federation. 2011. URL: <http://www.iea.org/statistics/> (дата обращения: 28.09.2015).
3. Ясавеев Х. Н. Модернизация установок переработки углеводородных смесей / Х. Н. Ясавеев, А. Г. Лаптев, М. И. Фарахов. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2004. – 307 с.
4. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года (ЭС-2030), утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13.11.2009 г. № 1715-р.
5. Бергман Д. Испарительные градирни: современные конструкции и преимущества реконструкции / Д. Бергман // Энергетик. – 2000. – С. 15–21
6. Лаптев А. Г. Устройство и расчет промышленных градирен / А. Г. Лаптев, И. А. Ведьгаева. – Казань: КГЭУ, 2004. – 180 с.
7. Cheremisinoff N. P. Pollution Control Handbook for Oil and Gas Engineering / N. P. Cheremisinoff. – NY: John Wiley & Sons, Incorporated, 2016. – 1408 p.
8. Хасанова Д. И. Анализ причин биоотложений в системах оборотного водоснабжения нефтехимических производств / Д. И. Хасанова, Д. Х. Сафин // Экология и промышленность России. – 2014. – №. 4. – С. 48–52.
9. Pagnier, I. Potentially pathogenic amoeba-associated microorganisms in cooling towers and their control / I. Pagnier, M. Merchat, B. La Scola // Future Microbiology. – 2009. – №. 4. – P. 615–629.
10. Ludensky M. Microbiological control in cooling water systems / M. Ludensky // Dir. Microbicides Prot. Mater. – 2004. – P. 121–139.
11. Чичирова Н. Д. Методы снижения бактериального загрязнения систем оборотного охлаждения ТЭЦ / Н. Д. Чичирова, А. А. Чичиров, С. М. Власов, А. Ю. Власова // Теплоэнергетика. – 2015. – № 7. – С. 62–67.

12. Daniels, D. Winning the Cooling Tower Trifecta: Controlling Corrosion, Scale, and Microbiological Fouling / D. Daniels // Power. – 2015.
13. Liu Y. Disinfection of bacterial biofilms in pilot-scale cooling tower systems / Y. Liu [et al.] // Biofouling. – 2011. – Vol. 27. – P. 393–402.
14. Beber, A. J. Reduction on water consumption on a cooling tower with the application of a novel biocide / A. J. Beber // 2nd World Conference on Industrial Chemistry and Water Treatment. – 2017. – P. 42.
14. Microbiological Control-Cooling System // Handbook of Industrial Water Treatment. – SUEZ, 2020.
15. Meesters, K. P. H. Biofouling reduction in recirculating cooling systems through biofiltration of process water / K. P. H. Meesters, J. W. Van Groenestijn, J. Gerritse // Water Research. – 2003. – Vol. 37. – № 3. – P. 525–532.
16. Huang, S. Improved cooling tower control of legacy chiller plants by optimizing the condenser water set point / S. Huang, W. Zuo, M. D. Sohn // Building and Environment. – 2017. – Vol. 111. – P. 33–46.
17. Gao, M. Thermal performance analysis for high level water collecting wet cooling tower under crosswind conditions / M. Gao [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 136. – P. 568–575.
18. Guo, Y. Parallel hybrid model for mechanical draft counter flow wet-cooling tower / Y. Guo [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 125. – P. 1379–1388.
19. Vengateson, U. Cooling Towers: Evaporation Loss and Makeup Water / U. Vengateson // Chemical Engineering. – 2017.
20. Пособие по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02-84). – М.: Центральный институт типового проектирования, 1989. – 132 с.
21. Сухие градирни [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые дан. – Москва: [б.и.], 2013. – Режим доступа: <http://www.xiron.ru/content/view/30119/28/>, свободный.
22. Вентиляторная градирня и общая классификация охлаждающих систем [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые дан. – Москва: [б.и.], 2011. – Режим доступа: http://gassystems.ru/article_25.html, свободный.

23. СНиП 2.04.02-84. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения: утверждены постановлением Государственного комитета СССР по делам строительства от 27 июля 1984 г. № 123. Введены в действие 1 января 1985 г. – М.: ГП ЦПП, 1996. – 128 с.

24. Справочный документ по наилучшим доступным технологиям обеспечения энергоэффективности: подготовлен и опубликован при поддержке Фонда благосостояния Министерства иностранных дел Великобритании. – М. – 2012. – 458 с.

25. Пономаренко В. С. Градири промышленных и энергетических предприятий / В. С. Пономаренко, Ю. И. Арефьев. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.

26. Новейшие технологии охлаждения воды компании SPIG // Нефтегазовые технологии. – 2007. – № 12. – С. 2–6.

27. Галустов, В. С. Оптимизация систем оборотного потребления охлаждающей воды / В. С. Галустов // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2005. – № 5. – С. 42.

28. Iervolino, M. Industrial Cooling Tower Disinfection Treatment to Prevent Legionella spp / M. Iervolino, B. Mancini, S. Cristino // International journal of environmental research and public health. – 2017. – Vol. 14. – №. 10. – P. 1125.

29. Гоголашвили Э. Л. Технология "МОЛ-КЛИН" – передовой метод борьбы с биообрастаниями / Э. Л. Гоголашвили, Ю. Коппе, И. Тиелеманн, В. Б. Гусев, Я. Г. Муратов // Энергетика Татарстана. – 2008. – № 2 (10). – С. 45–50.

30. Изюмов С. В. Безреагентная технология борьбы с биологическими обрастаниями поверхностей оборудования АЭС и ТЭС с использованием генераторов ОН-радикалов и озона / С. В. Изюмов [и др.] // Теплоэнергетика. – 2011. – № 7. – С. 30–35.

31. Пат. 187324 Российская Федерация, МПК В 01 D 3/20. Контактное устройство со струйно-пленочным взаимодействием газа и жидкости / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Сагдеев А. А., Николаев А. Н., Гатин Р. С.; заявитель и патентообладатель Дмитриев А. В. – № 2018141679; заявл. 26.11.2018; опубл. 01.03.2019, Бюл. № 7. – 2 с.

32. Пат. 2037764 Российская Федерация, МПК F28C 1/00. Вентиляторная градирня / Богомолов А. Р., Петрик П. Т., Дворовенко И. В., Варочкин С. М.; заявитель и патентообладатель Институт теп-

лофизики СО РАН – № 5015459/06; заявл. 10.07.1991; опубл. 19.06.1995.

33. Пат. 2659011 Российская Федерация, МПК F28C 1/00. Вентиляторная градирня с системой оборотного водоснабжения / Кочетов О. С.; заявитель и патентообладатель Кочетов О. С. – № 2017124062; заявл. 07.07.2017; опубл. 26.06.2018, Бюл. № 18. – 2 с.

34. Пат. 2267729 Российская Федерация, МПК F28C 1/02. Вертикальная вихревая форсуночная градирня / Войтко А. М., Войтко Д. А.; заявитель и патентообладатель Войтко А. М. – № 2003115942; заявл. 29.05.2003; опубл. 10.01.2006, Бюл. № 1. – 2 с.

35. Пат. 193253 Российская Федерация, МПК F 28 C 1/00, F 28 F 25/08. Вентиляторная испарительная градирня с самораспределением жидкости / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Хафизова А. И., Сагдеев А. А., Николаев А. Н., Сагдеева Г. С.; заявитель и патентообладатель Дмитриев А. В. – № 2019122744; заявл. 15.07.2019; опубл. 21.10.2019, Бюл. № 30. – 6 с.

36. Мадышев, И. Н. Разработка конструкции блока оросителя безреагентной испарительной градирни / И. Н. Мадышев, А. В. Дмитриев, А. И. Хафизова, О. С. Дмитриева // Актуальные проблемы в машиностроении. – 2019. – Т. 6. – № 1–4. – С. 162–167.

37. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 1 / Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.

38. Фраас А. Расчет и конструирование теплообменников // А. Фраас, М. Оцисик. – М.: Книга по Требованию, 2012. – 358 с.

39. Laptev A. G. The effectiveness of circulating water cooling in a cooling tower / A. G. Laptev, V. A. Danilov, I. V. Vishnyakova // Therm. Eng. – 2004. – Vol. 51. – P. 661–665

40. Dmitrieva O. S. Determination of the Heat and Mass Transfer Efficiency at the Contact Stage of a Jet-Film Facility / O. S. Dmitrieva, I. N. Madyshev, A. V. Dmitriev // J. Eng. Phys. Thermophys. – 2017. – Vol. 90. – P. 651–656.

41. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков А.А. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

42. Михайлов Г. М. Определение коэффициента конвективной теплоотдачи в трубе при переходном режиме течения и больших

числах Грасгофа / Г. М. Михайлов [и др.] // Теоретические основы химической технологии. 2007. Т. 41. № 4. С. 439-441.

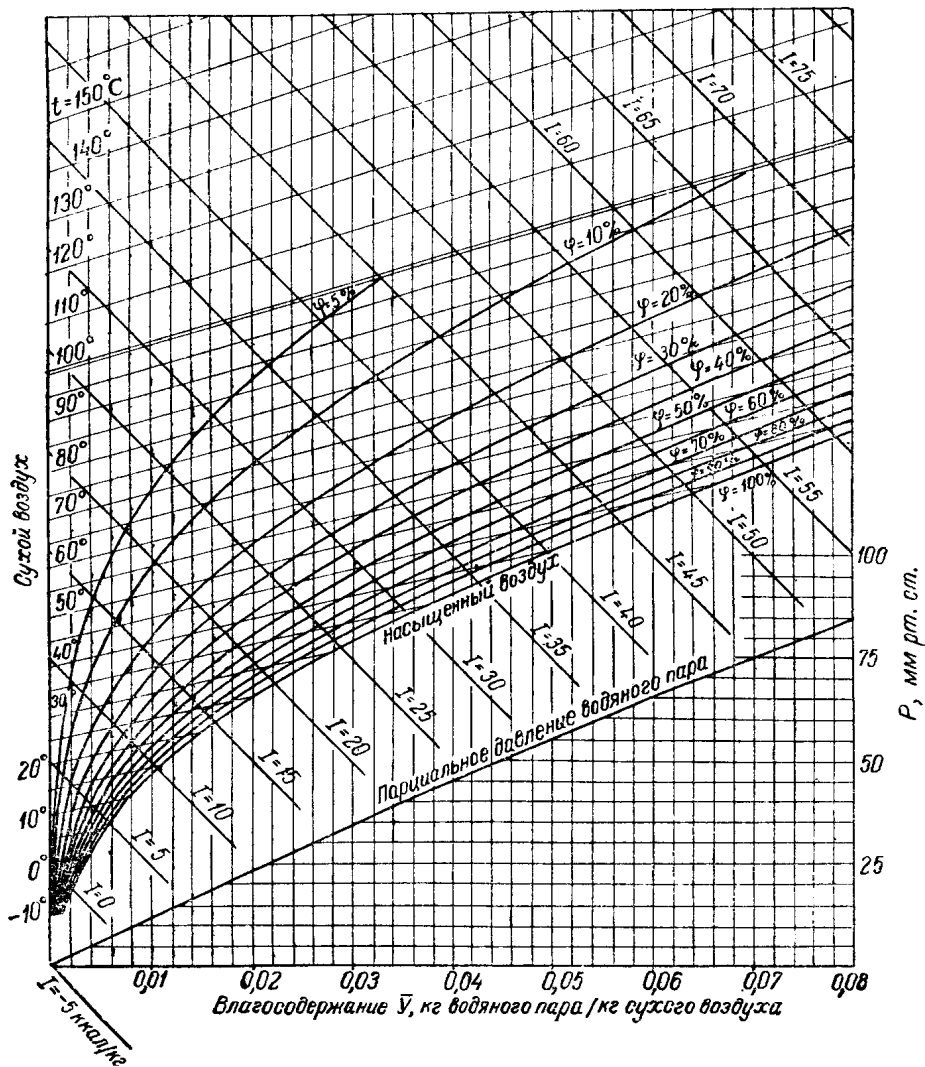
43. Приданцев А. С. Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок / А. С. Приданцев, Д. Д. Ахметлатыпова, А. А. Сагдеев. – Нижнекамск: Нижнекамский химикотехнологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013. – 88 с.

44. Пат. 200247 Российская Федерация, МПК F28C 1/00, СПК F28C 1/00. Трубчатая испарительная градирня с ультрафиолетовым обеззараживанием воды / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Биккулов Р. Я., Николаев А. Н.; заявитель и патентообладатель Дмитриев А. В., Биккулов Р. Я. – № 2020117361; заявл. 14.05.2020; опубл. 14.10.2020, Бюл. № 29. – 6 с.

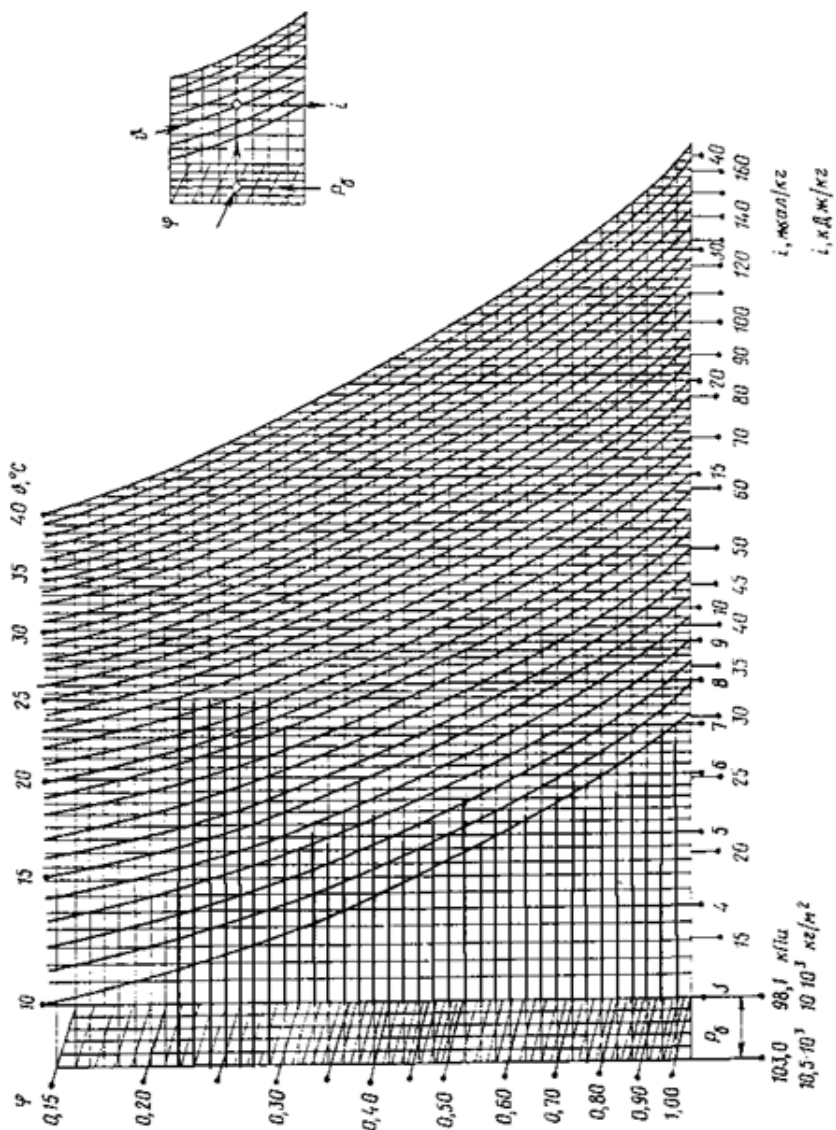
45. Пат. 201598 Российская Федерация, МПК F28C 1/00, СПК F28C 1/00. Безреагентная испарительная градирня / Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н., Сагдеев А. А., Николаев А. Н., Сагдеева Г. С.; заявитель и патентообладатель Дмитриев А. В. – № 2020117359; заявл. 14.05.2020; опубл. 22.12.2020, Бюл. № 36. – 6 с.

Приложения

1. Психрометрическая диаграмма



2. Номограмма удельных энтальпий воздуха



УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Мадышев Ильнур Наилович

кандидат технических наук

Харьков Виталий Викторович

кандидат технических наук

**ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И АППАРАТЫ
ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ОБОРОТНОЙ ВОДЫ**

Корректурa авторов

ООО «Свое издательство»

197349, Санкт-Петербург, 1-я линия В.О., 42.

Телефон: +7812612-18-81

Почта: editor@isvoe.ru

Подписано в печать: 31.03.2021

Гарнитура Таймс

Усл. печ. л. 5,5. Тираж 100 экз.

Заказ № 1447

Отпечатано с оригинал-макета в ООО ИПЦ «Гузель»
Республика Татарстан, г. Нижнекамск, пр. Химиков, 18