

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ
И ОБЪЕМНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛО- И МАССООТДАЧИ
ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ
В МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ВИХРЕВОЙ КАМЕРЕ¹

© 2022 г. И. Н. Мадышев^a, *, О. С. Дмитриева^b, В. В. Харьков^b, А. О. Маясова^a

^a Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) «Казанский национальный исследовательский технологический университет», просп. Строителей, д. 47, г. Нижнекамск, 423578 Россия

^b Казанский национальный исследовательский технологический университет,
ул. Карла Маркса, д. 68, г. Казань, 420015 Россия

*e-mail: ilnyr_91@mail.ru

Поступила в редакцию 01.04.2022 г.

После доработки 12.05.2022 г.

Принята к публикации 23.05.2022 г.

С целью улучшить тепловые характеристики испарительного охлаждения и снизить гидравлическое сопротивление разработана конструкция вихревой камеры с несколькими ступенями контакта фаз, отличительная особенность которых – зоны контакта закрученных течений жидкости и газа, находящиеся в кольцевом пространстве устройства. Экспериментальным путем исследован процесс охлаждения воды в многоступенчатой вихревой камере. Конструкция способна устойчиво работать в широком диапазоне нагрузок: как высоких, так и низких по жидкой и газовой фазам. При проектировании новых контактных устройств в технологических расчетах используется критерий энергоэффективности. Наиболее целесообразно проводить ее оценку по методу Меркеля и Кирпичева. Определены гидравлическое сопротивление вихревой камеры и ее тепловая мощность при различных режимах работы. Полученные значения гидравлического сопротивления в зависимости от плотности орошения в вихревой камере позволяют оценить энергоэффективность устройства и выбрать оптимальные режимы работы по критерию Кирпичева. Представлены выражения для расчетов коэффициентов тепло- и массоотдачи. Критериальное уравнение дает возможность определить, соответствует ли проектному значению эффективность предлагаемого устройства. Проведено сравнение разработанной вихревой камеры с оросителями известных типов по объемному коэффициенту массоотдачи. Многоступенчатая вихревая камера имеет повышенный коэффициент массоотдачи при соотношении массовых расходов газовой и жидкой фаз $G/L > 0.5$. Наиболее высокая охлаждающая способность вихревой камеры наблюдается при низких массовых плотностях орошения, т.е. небольших гидравлических нагрузках по жидкой фазе. Для повышения энергоэффективности используемых контактных устройств следует проводить процессы охлаждения оборотной воды при малых среднерасходных скоростях газа.

Ключевые слова: градирня, вихревая камера, гидравлическое сопротивление, эффективность, коэффициент тепло- и массоотдачи

DOI: 10.56304/S0040363622110030

В связи с постоянно растущей потребностью в эффективных методах отвода тепла практически во всех отраслях промышленности необходима разработка новых конструкций градирен, принцип работы которых заключается в прямом контакте потоков воды с ненасыщенным воздухом. При проектировании или модернизации градирни основное внимание, как правило, уделяют по-

вышению ее тепловых характеристик. На работу градирен влияет множество факторов: характеристики распыления, условия среды, свойства охлаждающей жидкости, модификация поверхности оросителя и пр. [1]. Стоит отметить, что именно от блока оросителя существенно зависят тепловые характеристики, так как в этом элементе происходит до 70% теплопередачи [2]. Обзор литературных источников о появившихся в последние годы конструкциях оросителей показал, что предприняты немалые усилия по повышению тепловых характеристик градирен и значительно

¹ Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 21-79-00001 (<https://rscf.ru/project/21-79-00001/>).

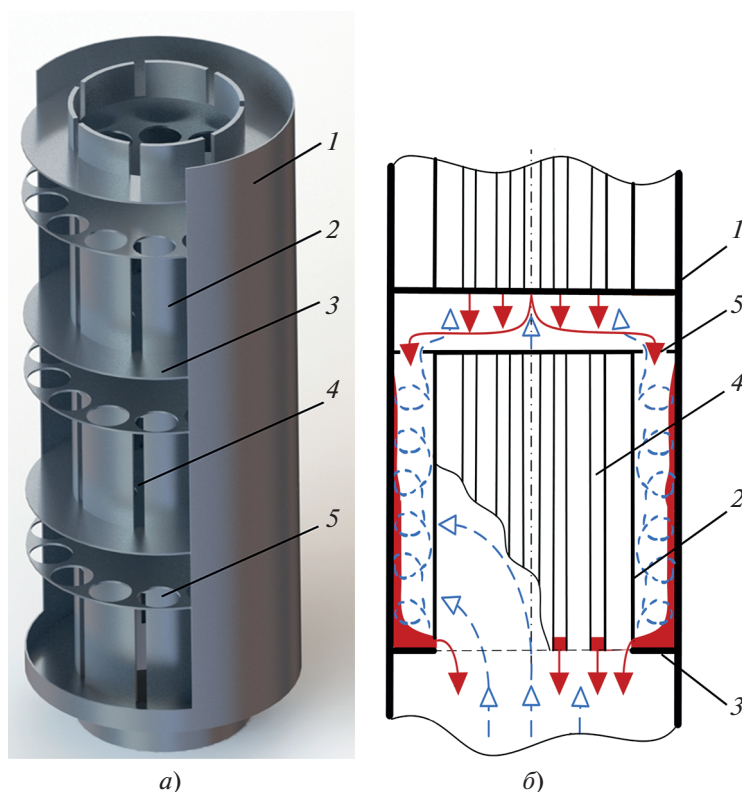


Рис. 1. 3D-модель с продольным разрезом (а) и принцип работы многоступенчатой вихревой камеры (б). 1 – корпус; 2 – вихревая контактная ступень; 3 – основание; 4 – прорези; 5 – отверстия для выхода воздуха. Треугольники: темные – потоки жидкости (воды); светлые – потоки газа (охлаждающего воздуха)

меньшее внимание уделено снижению уноса жидкости из них [3, 4].

Процессы переноса тепла и массы при распылительном охлаждении очень сложны, поскольку они связаны с такими явлениями, как столкновение капель, образование пленок и зарождение пузырьков. Были проведены обширные экспериментальные и численные исследования механизма тепломассопереноса и влияния на него формы, шероховатости и других характеристик поверхности оросителей. Причем многие практические проблемы применения исследуемых блоков оросителей не были полностью решены из-за сложности протекающих в них процессов [5–8]. Поверхность, имеющая усовершенствованную структуру, может улучшить смачивание и растекаемость рабочей жидкости, сделать жидкую пленку тоньше, повысить характеристики теплопередачи при испарении. Однако зачастую предлагаемые конструкции обладают повышенным гидравлическим сопротивлением, сложны в изготовлении, при этом не всегда решены проблемы неравномерности распределения воды и воздуха по поперечному сечению градирни [9, 10].

Таким образом, новые конструкции с учетом результатов предыдущих исследований, разрабо-

танные и лишенные указанных выше недостатков, могут иметь большой потенциал применения в современной промышленности.

Авторами статьи разработана оригинальная конструкция вихревой камеры, предназначенной для проведения процессов тепло- и массообмена в поле центробежных сил [11]. Конструктивная особенность ступеней вихревой камеры – зоны контакта закрученных течений жидкости и газа в кольцевом пространстве устройства. Это взаимодействие фаз достигается благодаря тому, что контактная ступень, установленная на основании вихревой ступени, имеет прорези, через которые газ проходит при относительно невысокой скорости и начинает закручиваться. При этом образуются два вихревых потока, направленных в противоположные стороны (рис. 1). Данная конструкция вихревой камеры позволяет отказаться от использования специальных закручивающих устройств – завихрителей, необходимых для создания закрученного газожидкостного потока в тепломассообменных аппаратах.

На рис. 1 представлена 3D-модель разработанной вихревой камеры, состоящей из трех контактных ступеней. Принцип работы предлагаемого аппарата заключается в том, что поток охлаждающе-

го воздуха поступает снизу во внутреннюю часть нижней контактной ступени, которая установлена на основании вихревой камеры. Далее воздух, пройдя через прямоугольные прорезы, разбивается на два разнонаправленных вихря. При этом в кольцевом зазоре между контактной ступенью и корпусом вихревой камеры образуется закрученное газожидкостное течение. Поток воды поступает на охлаждение в аппарат сверху через нижнюю часть прямоугольных прорезей вышележащей ступени и мгновенно разбивается восходящим потоком воздуха на отдельные струи и капли, после чего из-за центробежных сил поток отбрасывается к стенке корпуса вихревой камеры, где создается пленочное течение. Со стекающей по стенке аппарата пленки жидкости под действием закрученного потока воздуха срываются отдельные капли воды, формируя закрученное газожидкостное течение.

Такое взаимодействие фаз наблюдается по всей высоте контактной ступени и характеризуется высокими коэффициентами тепло- и массообмена и значительной интенсивностью тепломассопередачи. На выходе из каждой контактной ступени установлен плоский диск с отверстиями, предназначенными для выхода воздуха. Благодаря такому конструктивному оформлению обеспечивается надежная сепарация воды и воздуха. Далее отсепарированный поток воздуха направляется в вышерасположенную контактную ступень аппарата, а охлажденная вода отводится из контактной ступени через прямоугольные прорезы на ступень, находящуюся ниже.

При проектировании и выборе контактных устройств для охлаждения жидкости важной задачей является подбор рациональной конструкции аппарата, позволяющей проводить процессы тепло- и массообмена с высокой эффективностью и при использовании минимальных энергозатрат [12]. С этой точки зрения энергетические затраты на процесс охлаждения оборотной воды в градирнях определяются суммарными потерями энергии на перекачивание воды и воздуха. Так, от давления жидкости перед форсунками зависят прежде всего гидравлические потери энергии в водоохладителях, а гидравлическое сопротивление проходу воздуха влияет на аэродинамическую мощность согласно уравнению

$$N = \frac{G\Delta p}{\rho_r},$$

где G – массовый расход воздуха, кг/с; Δp – потеря давления, Па; ρ_r – плотность воздуха, кг/м³.

Разрабатываемые новые контактные устройства для взаимодействия газожидкостных фаз должны быть оценены с помощью критерия энергоэффективности, позволяющего определить тепловую мощность, приходящуюся на еди-

ницу затрачиваемой энергии. Один из таких показателей – критерий Кирпичева:

$$\chi = \frac{Q}{N}, \quad (1)$$

где Q – тепловая мощность, Вт.

Количество тепла, переданного от воды к воздуху, можно определить по уравнению теплового баланса:

$$Q = Lc_{ж}(t_{ж.н} - t_{ж.к}) = G(h_{к} - h_{н}),$$

где L – массовый расход воды, кг/с; $c_{ж}$ – удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг · К); $t_{ж.н}$ – температура воды на входе в вихревую камеру, °С; $t_{ж.к}$ – температура воды на выходе из аппарата, °С; $h_{к}$ – энтальпия насыщенного воздуха на выходе из вихревой камеры, Дж/кг; $h_{н}$ – энтальпия воздуха на входе в аппарат, Дж/кг.

Таким образом, для определения показателя энергоэффективности разработанной вихревой камеры необходимы экспериментальные исследования, чтобы оценить гидравлическое сопротивление аппарата и его тепловую мощность при различных режимах работы.

Для проведения таких опытов была собрана установка, схема которой представлена на рис. 2. Корпус аппарата выполнен из прозрачного материала для визуализации потоков воды и воздуха на вихревых контактных ступенях. Крышка предназначена для замены исследуемых контактных устройств, имеющих различные геометрические размеры. Вода подается насосом из емкости в верхнюю часть аппарата. Воронка служит для сбора воды, стекающей частично из внутренней трубы и кольцевого пространства вихревой камеры, после контакта с воздухом. Регулировка расхода жидкости осуществляется запорной арматурой, установленной на линии подачи воды.

Исследуемый теплообменник аппарат состоит из трех вихревых контактных ступеней общей высотой 410 мм. Высота одной контактной ступени составляет 130 мм с учетом высоты сепарационной зоны 40 мм. Наружный диаметр корпуса 80 мм, размеры внутренней трубы – 50 × 1.8 мм. Для образования вихревых потоков на каждой ступени равномерно по всей высоте контактной зоны выполнены 88 отверстий (по 11 в каждом ряду) диаметром 5 мм. Размеры проходных сечений для воздуха на вихревой ступени рассчитываются с учетом равнопроточности, т.е. при отсутствии локальных расширений и сужений газового потока.

В процессе проведения экспериментальных исследований возможно попадание твердых дисперсных частиц вследствие загрязнений рабочих поверхностей оборудования. Чтобы исключить их из потока воды, устанавливают жидкостной фильтр. Подача воздуха в установку осуществля-

ется вентилятором. После взаимодействия с жидкостью на вихревых контактных ступенях воздух направляется в окружающую среду. Поскольку корпус аппарата изготовлен из прозрачного материала, структуру потоков воды и воздуха, а также степень их взаимодействия можно оценить с помощью видеокамеры (см. рис. 2).

Стоит отметить, что для изменения производительности центробежного вентилятора использовался частотный преобразователь Mitsubishi FR E-700, с помощью которого средняя скорость воздуха в патрубке нагнетания изменялась в пределах от 0.39 до 8.02 м/с.

Эксперименты проводились в рабочих средах воздух – вода. Вода подавалась на периферийную зону верхней контактной ступени, откуда через прямоугольные прорези стекала во внутреннюю часть цилиндрической трубы. Для измерения и контроля параметров в ходе эксперимента использовались приборы, характеристики которых приведены в таблице. Фактическое местоположение применявшихся контрольно-измерительных приборов указано на схеме экспериментальной установки (см. рис. 2).

На графике, представленном на рис. 3, видно, что с увеличением плотности орошения наблюдается рост гидравлического сопротивления в вихревой камере. При этом стоит отметить, что предлагаемое устройство надежно работает при высоких гидравлических нагрузках по жидкой фазе. Так, плотность орошения в ходе экспериментальных исследований достигала $75 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

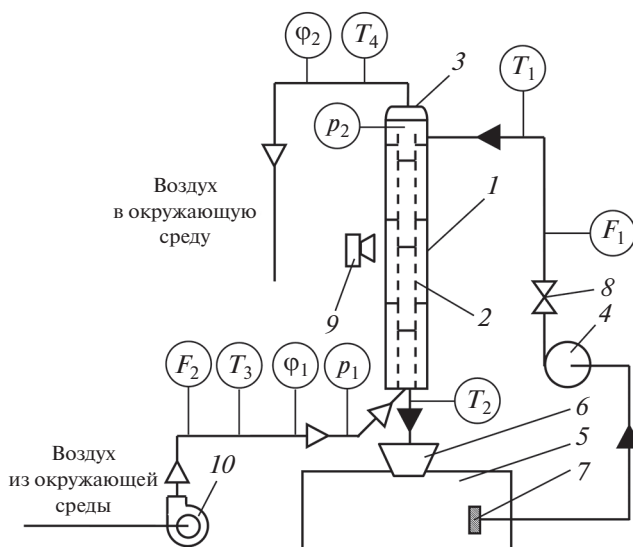


Рис. 2. Схема экспериментальной установки с вихревыми контактными ступенями.
 1 – корпус аппарата; 2 – вихревая контактная ступень; 3 – крышка; 4 – насос; 5 – емкость; 6 – воронка; 7 – фильтр жидкостной; 8 – запорная арматура; 9 – видеокамера; 10 – вентилятор.
 Датчики: $\varphi_{1,2}$ – относительной влажности; $F_{1,2}$ – расхода; $p_{1,2}$ – давления; T_{1-4} – температуры

Видно, что с увеличением плотности орошения предельная скорость газа, при которой наступает захлебывание в вихревой камере, снижается. Например, при объемной плотности орошения $16 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ среднерасходная скорость захлебывания

Спецификация контрольно-измерительных приборов

| Параметр | Прибор | Диапазон значений | Погрешность |
|--|--------------------------------------|-------------------|--|
| Средняя скорость воздуха в патрубке нагнетания, м/с | Термоанемометр TESTO 405i | 0.39–8.02 | $\pm(0.1 \text{ м/с} + 5\%)$ (0–2 м/с)* $\pm(0.3 \text{ м/с} + 5\%)$ (2–15 м/с) |
| Температура охлаждающего воздуха, °С | Термогигрометр TESTO 605i | 23–25.7 | $\pm 0.5^\circ\text{C}$ |
| Относительная влажность (ОВ) охлаждающего воздуха, % | | 21.3–30.4 | $\pm 3.0\%$ (10–35% ОВ) |
| Температура горячей воды, поступающей в вихревую камеру, °С | Терморегулятор ОВЕН 2ТРМ1 | 41.6–45 | $\pm 0.5\%$ |
| Плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ | Ротаметр LZB-VA10-15F | 16–75 | $\pm 1.5\%$ |
| Дифференциальное давление, Па | Дифференциальный манометр TESTO 510i | 42–1072 | $\pm 5.0\%$ (0–100 Па) $\pm 3.5\%$ (100–1500 Па) |

* В скобках указан диапазон измерений, соответствующий данной погрешности.

вания составляет 2.63 м/с, а при 28.4 м³/(м² · ч) – 1.5 м/с (см. рис. 3). Это означает, что новая вихревая камера может устойчиво работать в широком диапазоне удельных нагрузок – соотношение расходов жидкой и газовой фаз может достигать $L/G = 37.6$.

При проектировании аппаратов охлаждения оборотной воды важной задачей является вычисление объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи, зная которые, можно оценить количество тепла, переданного от воды к воздуху. Вследствие сложности определения поверхности контакта воды с воздухом, значения объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи находят по эмпирическим формулам, полученным на основе опыта эксплуатации промышленных аппаратов или экспериментальных исследований охлаждения оборотной воды. Объемные коэффициенты тепло- и массоотдачи зависят от типа и конструкции аппарата, а также от массовых расходов воды и воздуха.

Цель исследований – определить значения объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи в разработанной вихревой камере и получить критериальную зависимость, позволяющую проводить проектную оценку эффективности предлагаемого аппарата.

На основе метода единиц переноса, широко используемого для расчета высоты рабочей части тепло- и массообменных аппаратов, выведено уравнение для объемного коэффициента массоотдачи, кг/(м³ · с):

$$\beta_{Vx} = \frac{Lc_{ж} t_{ж.н} - t_{ж.к}}{V \Delta h_{ср}}, \quad (2)$$

где V – объем рабочей части аппарата, м³; $\Delta h_{ср}$ – средняя разность энтальпий, Дж/кг.

Объемные коэффициенты теплоотдачи можно вычислить, исходя из аналогии Льюиса:

$$\frac{\alpha_V}{\beta_{Vx}} = c_{pг} \left(\frac{Sc_{г}}{Pr_{г}} \right)^{0.5},$$

где α_V – объемный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м³ · К); $c_{pг}$ – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К); $Pr_{г} = \nu_{г}/a_{г}$ – число Прандтля; $Sc_{г} = \nu_{г}/D_{г}$ – число Шмидта; $\nu_{г}$ – кинематический коэффициент вязкости газа, м²/с; $a_{г}$ – коэффициент температуропроводности, м²/с; $D_{г}$ – коэффициент диффузии, м²/с.

Так как для воздуха $\left(\frac{Sc_{г}}{Pr_{г}} \right)^{0.5} \approx 1$, то объемный коэффициент теплоотдачи можно найти по выражению

$$\alpha_V = c_{pг} \beta_{Vx}.$$

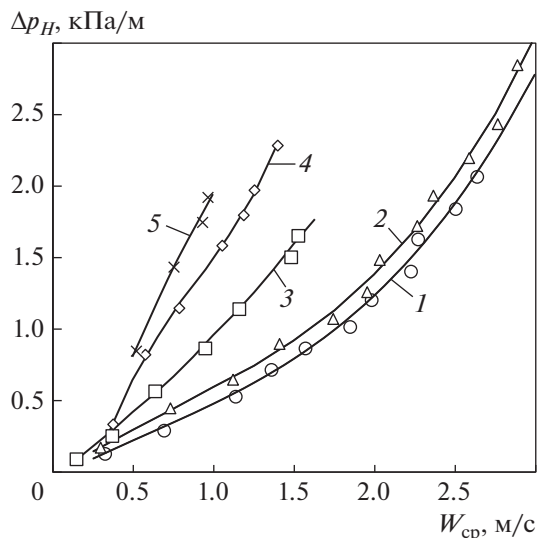


Рис. 3. Потери давления Δp_H многоступенчатой вихревой камеры, отнесенные к единице высоты устройства, в зависимости от среднерасходной скорости $W_{ср}$ газа (воздуха) и объемной плотности орошения q_V , м³/(м² · ч): 1 – 16; 2 – 20.6; 3 – 28.4; 4 – 60; 5 – 75

В общем виде объемный коэффициент массоотдачи описывается формулой [13]:

$$\beta_{Vx} = Aq \left(\frac{G}{L} \right)^n,$$

где A – эмпирический коэффициент, характеризующий охлаждающую способность блока оросителя градирни (определяет совершенство используемых контактных устройств); q – массовая плотность орошения, кг/(м² · с); n – показатель степени, отражающий зависимость объемного коэффициента массоотдачи от изменения удельного расхода воздуха.

Для многих используемых в промышленной теплоэнергетике контактных элементов константы A и n определены. Результаты эксплуатации и экспериментальных исследований некоторых типов оросителей обобщены в работе [14].

Данные экспериментов по охлаждению оборотной воды в вихревой камере позволяют оценить изменение влагосодержания насыщенного воздуха на входе в аппарат и на выходе из него. Среднюю разность энтальпий можно найти методом численного интегрирования выражения

$$\Delta h_{ср} = \frac{t_{ж.н} - t_{ж.к}}{\int_{t_{ж.к}}^{t_{ж.н}} \frac{dt}{h'' - h_i}},$$

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

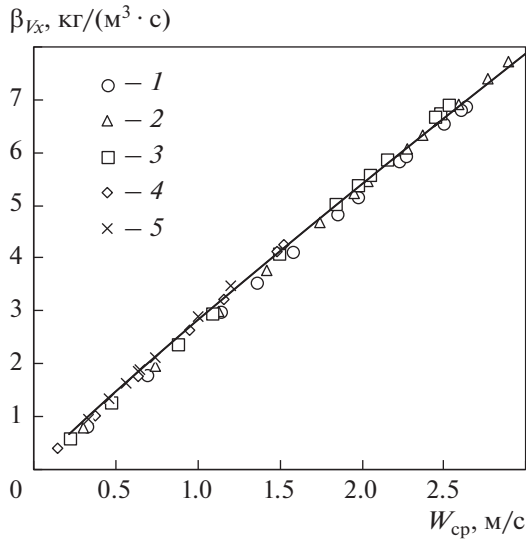


Рис. 4. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от среднерасходной скорости воздуха и массовой плотности орошения. q , кг/(м²·с): 1 – 4.4; 2 – 5.67; 3 – 6.63; 4 – 7.84; 5 – 12; точки – эксперимент; сплошная линия – расчет по уравнению (3)

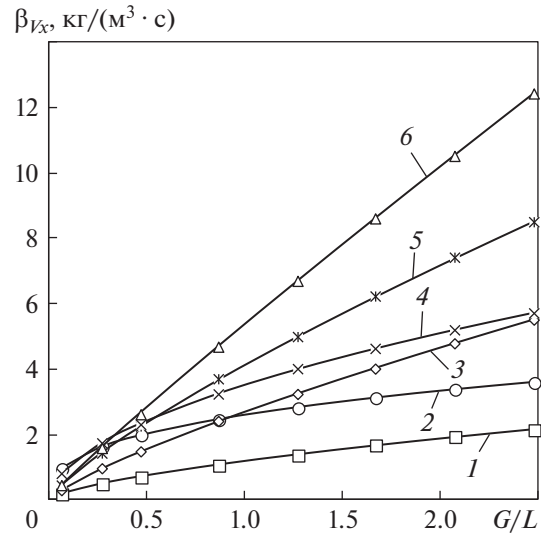


Рис. 5. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от соотношения массовых расходов воздуха и воды для различных контактных элементов градирен. 1 – пленочный асбестоцементный ороситель ($A = 0.479$; $n = 0.66$); 2 – ороситель из призмы ПР50 ($A = 1.05$; $n = 0.36$); 3 – сетчатая насадка [15] [по уравнению $\beta_{Vx} = 1.04q^{1.04} (G/L)^{0.79}$]; 4 – струйно-пленочный ороситель [16] ($A = 1.66$; $n = 0.8$); 5 – ороситель из решетчатых элементов ПР50 [17] ($A = 1.41$; $n = 0.54$); 6 – предлагаемая многоступенчатая вихревая камера ($A = 2.15$; $n = 0.93$)

Энтальпию насыщенного воздуха, кДж/кг, вычисляли по уравнению

$$h'' = t_{ж} + x''(2501 + 1.93t_{ж}),$$

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

Энтальпию воздуха для каждого поперечного сечения вихревой камеры, в котором температура воды равна $t_{ж}$, определяли по выражению

$$h_i = h_{ni} + \frac{t_{ж} - t_{ж.к}}{K} \frac{L}{G},$$

где h_{ni} – энтальпия воздуха на входе в рассматриваемое сечение вихревой камеры, Дж/кг;

$K = 1 - \frac{c_{ж} t_{ж.к}}{r}$ – коэффициент; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Подставляя значения средней разности энтальпий в уравнение (2), можно определить объемные коэффициенты массоотдачи при различных плотностях орошения. На основе обработки опытных данных получено выражение для расчета объемного коэффициента массоотдачи при охлаждении оборотной воды в исследуемой вихревой камере:

$$\beta_{Vx} = 2.15q \left(\frac{G}{L} \right)^{0.93}. \quad (3)$$

Уравнение (3) позволяет вычислить объемный коэффициент массоотдачи с точностью, достаточной для инженерных расчетов. Так, например,

средняя относительная погрешность полученного уравнения составила не более 4.42% при массовых плотностях орошения от 4.4 до 12 кг/(м²·с).

На графике, представленном на рис. 4, видно, что увеличение среднерасходной скорости воздуха приводит к повышению значений объемных коэффициентов массоотдачи в вихревой камере. При этом интенсивность их роста, определяемая как тангенс угла наклона линии, составляет 2.625. Кроме того, установлено, что массовая плотность орошения q в исследуемом диапазоне величин практически не влияет на коэффициенты массоотдачи, так как изменения значений находятся в допустимой погрешности контрольно-измерительных приборов.

На рис. 5 показана зависимость объемных коэффициентов массоотдачи устройств различных типов, широко используемых в промышленности, от массовых расходов воздуха и воды (экспериментальные данные). Расчеты проводились для градирни с площадью орошения 100 м², массовый расход воды составлял 896 т/ч, а для воздуха изменялся от 59.2 до 2219.2 т/ч.

Стоит отметить, что при невысоких соотношениях удельных нагрузок G/L (до 0.26) наибольшие

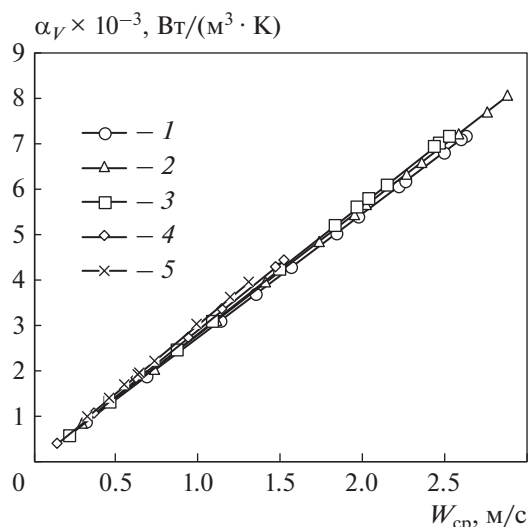


Рис. 6. Зависимость объемного коэффициента теплоотдачи от среднерасходной скорости воздуха при различных массовых плотностях орошения. q , кг/(м² · с): 1 – 4.4; 2 – 5.67; 3 – 6.63; 4 – 7.84; 5 – 12

значения объемных коэффициентов массоотдачи наблюдаются у оросителя из призмы ПР-50 (кривая 2). При значениях $G/L > 0.5$ наибольшие значения коэффициентов массоотдачи наблюдаются у разработанной вихревой камеры, что объясняется высокой интенсивностью процессов тепло- и массообмена, протекающих в кольцевом пространстве аппарата.

На рис. 6 видно, что значения объемных коэффициентов теплоотдачи прямо пропорциональны объемным коэффициентам массоотдачи. Стоит отметить, что при среднерасходной скорости воздуха равной 2.89 м/с и плотности орошения 5.67 кг/(м² · с) значение объемного коэффициента теплоотдачи в вихревой камере может достигать 8063 Вт/(м³ · К).

Далее был определен безразмерный критерий Меркеля, который характеризует охлаждающую способность контактных элементов градирни, по уравнению [18]:

$$Me = \frac{\beta_{Vx} H}{q} = \frac{\Delta t_{cж}}{K \Delta H_{cp}} \approx AH \left(\frac{G}{L} \right)^n, \quad (4)$$

где H – высота оросителя градирни, м; Δt – перепад температур воды, °С.

Из (4) следует, что критерий Меркеля прямо пропорционален объемному коэффициенту массоотдачи.

Наиболее высокая охлаждающая способность вихревой камеры наблюдается при низких массовых плотностях орошения (рис. 7), т.е. небольших гидравлических нагрузках по жидкой фазе. Стоит отметить, что из-за центробежных сил, действующих в кольцевом зазоре вихревой каме-

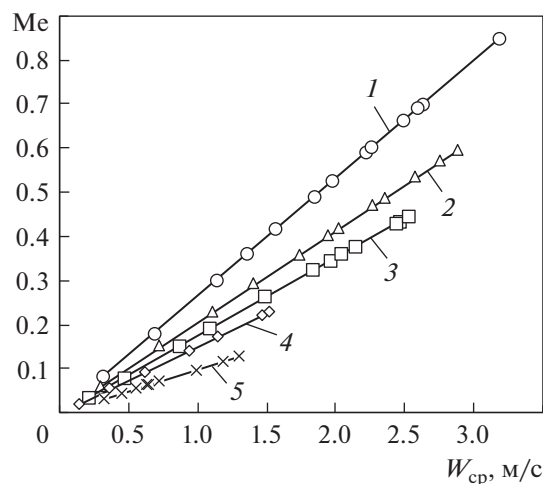


Рис. 7. Зависимость числа Меркеля от среднерасходной скорости газа в вихревой камере при различных массовых плотностях орошения. q , кг/(м² · с): 1 – 4.4; 2 – 5.67; 3 – 6.63; 4 – 7.84; 5 – 12

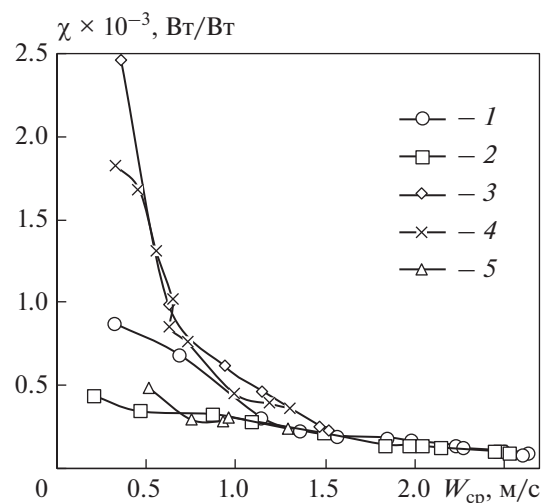


Рис. 8. Изменение критерия Киричичева (1) в зависимости от среднерасходной скорости воздуха при различных объемных плотностях орошения. q_V , м³/(м² · ч): 1 – 16; 2 – 24.1; 3 – 28.4; 4 – 43.5; 5 – 75

ры, практически полностью отсутствуют застойные зоны и обеспечивается интенсивное перемешивание газожидкостных фаз в поперечном сечении аппарата.

Из рис. 8 следует, что для повышения энергоэффективности χ используемых контактных элементов процессы охлаждения оборотной воды нужно проводить при невысоких среднерасходных скоростях газа. Так, при средней скорости газа в вихревой камере 0.46 м/с и плотности орошения 43.5 м³/(м² · ч) показатель энергоэффективности составил 1683.5 Вт/Вт.

ВЫВОДЫ

1. Проектную оценку эффективности предлагаемого устройства можно провести, используя полученное критериальное уравнение для определения объемных коэффициентов массоотдачи для многоступенчатой вихревой камеры.

2. Найденные значения гидравлического сопротивления при различных плотностях орошения в вихревой камере позволяют оценить энергоэффективность устройства и выбрать наиболее эффективные режимы работы согласно критерию Кирпичева.

3. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают возможности достижения высоких значений объемных коэффициентов тепло- и массоотдачи в вихревой камере благодаря интенсивному перемешиванию газовой и жидкой фаз в поперечном сечении аппарата.

4. Полученные значения критерия Меркеля, характеризующие охлаждающую способность жидкости в многоступенчатой вихревой камере, соответствуют таковым для перспективных контактных устройств, предназначенных для реализации процессов тепло- и массообмена.

5. Разработанная вихревая камера может быть использована для охлаждения оборотной воды в условиях высоких нагрузок как по жидкой, так и по газовой фазе с сохранением относительно высокой эффективности охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Application** status and prospect of spray cooling in electronics and energy conversion industries / H. Chen, X.H. Ruan, Y.-H. Peng, Y.-L. Wang, C.-K. Yu // *Sustainable Energy Technol. Assess.* 2022. V. 52. Part B. P. 102181. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102181>
- Williamson N., Behnia M., Armfield S.** Comparison of a 2D axisymmetric CFD model of a natural draft wet cooling tower and a 1D model // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2008. V. 51. Is. 9–10. P. 2227–2236. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.008>
- Thermal** performance and emissions analysis of a new cooling tower prototype / J. Ruiz, P. Navarro, M. Hernández, M. Lucas, A.S. Kaiser // *Appl. Therm. Eng.* 2022. V. 206. P. 118065. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118065>
- Study** on thermal performance of new finned heat exchange tube bundles in cooling tower / R. Zhao, S. Bu, X. Zhao, L. Zhang, W. Xu, Z. Yu, J. Fang, Y. Ji, Y. Hu, B. Bao // *Int. J. Therm. Sci.* 2021. V. 168. P. 107064. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107064>
- Liang G., Mudawar I.** Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2017. V. 115. Part A. P. 1174–1205. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.029>
- Breitenbach J., Roisman I.-V., Tropea C.** From drop impact physics to spray cooling models: A critical review // *Exp. Fluids.* 2018. V. 59. P. 55. <https://doi.org/10.1007/s00348-018-2514-3>
- Experimental** study of the falling film evaporative cooling on horizontal tubes plates / J. Lu, Z. Liu, X. Xu, J. Liu // *Int. J. Refrig.* 2022. V. 138. P. 108–117. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.03.013>
- The role** of enhancement techniques on heat and mass transfer characteristics of shell and tube spray evaporator: a detailed review / A.M. Abed, M.A. Alghoul, M.H. Yazdi, A.N. Al-Shamani, K. Sopian // *Appl. Therm. Eng.* 2015. V. 75. P. 923–940. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.020>
- Experimental** investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower / A.V. Dmitriev, I.N. Madyshev, V.V. Kharkov, O.S. Dmitrieva, V.E. Zinurov // *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2021. V. 22. P. 100835. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100835>
- Мадышев И.Н., Харьков В.В., Николаев А.Н.** Интенсификация тепломассообменных процессов в испарительных градирнях. Казань: Изд-во КНИТУ, 2022.
- Заявка на изобретение РФ № 2022103039.** Контактное устройство для тепломассообменного аппарата / И.Н. Мадышев, В.В. Харьков, А.В. Дмитриев. Заявитель КНИТУ. Заявл. 08.02.2022.
- Ma K., Liu M., Zhang J.** Online optimization method of cooling water system based on the heat transfer model for cooling tower // *Energy.* 2021. V. 231. P. 120896. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120896>
- Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И.** Градирни промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998.
- Лаптев А.Г., Вельгаева И.А.** Устройство и расчет промышленных градирен. Казань: КГЭУ, 2004.
- Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В.** Определение эффективности охлаждения оборотной воды в градирне // *Теплоэнергетика.* 2004. № 8. С. 61–65.
- Dmitrieva O.S., Madyshev I.N., Dmitriev A.V.** Determination of the heat and mass transfer efficiency at the contact stage of a jet-film facility // *J. Eng. Phys. Thermophys.* 2017. V. 90. Is. 3. P. 651–656. <https://doi.org/10.1007/s10891-017-1612-z>
- Бергман Д.** Испарительные градирни: современные конструкции и преимущества реконструкции // *Энергетик.* 2000. Спец. вып. С. 15–21.
- Kloppers J., Kröger D.** A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2005. V. 48. Is. 3–4. P. 765–777. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.004>

Determining Hydraulic Resistance and Volumetric Heat and Mass Transfer Coefficients during Cooling of Circulating Water in a Multistage Vortex Chamber

I. N. Madyshev^{a, *}, O. S. Dmitrieva^b, V. V. Kharkov^b, and A. O. Mayasova^a

^a *Nizhnekamsk Institute of Chemical Technology (branch), Kazan National Research Technological University, Nizhnekamsk, 423578 Russia*

^b *Kazan National Research Technological University, Kazan, 420015 Russia*

**e-mail: ilnyr_91@mail.ru*

Abstract—To improve the thermal performance of evaporative cooling process and reduce hydraulic resistance, a new vortex chamber has been designed with several stages of phase contact whose distinguishing feature is the arrangement of contact zones of swirling liquid and gas flows in the annular space of the chamber. The designed vortex chamber can operate stably in a wide range of loads, both high and low loads with respect to liquid and gas phases. Process design calculations of new contact elements are based on the criterion of energy efficiency. The best way for its estimation is by the Merkel and Kirpichev method. The hydraulic resistance and thermal power of the vortex chamber are determined under various operating conditions. The obtained dependence of hydraulic resistance on the spray rate in the vortex chamber makes it possible to estimate the energy efficiency of the chamber and select the best operating conditions according to the Kirpichev criterion. Expressions for calculation of heat and mass transfer coefficients are presented. The criterion equation enables us to determine whether the efficiency of the proposed device corresponds to the design value. The volumetric mass transfer coefficients encountered in the developed vortex chamber with known type of sprinklers are compared with experimental data. The developed vortex chamber has an enhanced mass transfer coefficient at the gas-to-liquid mass flowrate ratio of $G/L > 0.5$. The vortex chamber cooling capacity is maximized at low mass spray rates, i.e., at low hydraulic loads with respect to the liquid phase. To increase the energy efficiency of the used contact devices, the circulating water should be cooled at low average gas flow velocities.

Keywords: cooling tower, vortex chamber, hydraulic resistance, efficiency, heat and mass transfer coefficient