

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ АВАРИЙНОГО РАСХОЛАЖИВАНИЯ И СУХИХ ГРАДИРЕН АЭС С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОДОВОЗДУШНОГО АЭРОЗОЛЯ (ТУМАНА)

А.Х. Абед*, **, С.Е. Щеклеин*, В.М. Пахалуев*

* *Уральский федеральный университет им. Первого президента России Б. Н. Ельцина 620002 г. Екатеринбург, Россия, ул. Мира, 19*

** *Технологический университет, Ирак*



Современные атомные электростанции оснащаются пассивными системами аварийного отвода тепла от оборудования при возникновении аварийных ситуаций к конечному поглотителю (воздуху окружающей среды). При этом интенсивность отвода тепла к воздуху с наружной поверхности теплообменников, обеспечиваемая естественной конвекцией, чрезвычайно мала, что требует создания больших поверхностей теплообмена, применения различного рода интенсификаторов (рифление и оребрение поверхности, высотное размещение и пр.). Интенсивность отвода тепла также сильно зависит от температуры окружающего воздуха (располагаемого температурного напора).

При сооружении атомных электростанций в странах, для которых характерен высокий уровень температуры окружающего воздуха (Иран, Бангладеш, Египет, Саудовская Аравия и пр.), предъявляются дополнительные требования к увеличению поверхностей теплообмена.

Приводятся результаты экспериментального исследования интенсификации теплообмена путем малоэнергоемкой ультразвуковой подачи в охлаждающий воздух сверхмалых частиц жидкости размером (~ 3 мкм). Теплообмен поверхности с потоком обеспечивается тремя физическими эффектами: конвекция, кондуктивный теплообмен и испарение частиц воды. Последние два эффекта слабо зависят от температуры окружающего воздуха и обеспечивают активный теплосъем в любой ситуации.

Исследования проведены с использованием высокоточного калориметра с регулируемым подводом тепла (в интервале от 7800 до 12831 Вт/м²), имитирующей нагретую поверхность в диапазоне чисел Рейнольдса воздушного потока от 2500 до 55000 и расходах жидкости (воды) от 23.39 до 111.68 кг/м² ч⁻¹.

Исследования показали, что присутствие тонкораспыленной воды приводит к значительному увеличению передачи тепла по сравнению с использованием только воздушного охлаждения. При фиксированном тепловом потоке энергетическая эффективность увеличивается с ростом концентрации воды, достигая при 111,68 кг м⁻² ч⁻¹ значений свыше 600 Вт м⁻² гр⁻¹, что в 2,8 раза выше, чем при воздушном охлаждении. С целью уточнения оптимальных областей интенсификации возможно применение данной технологии для интенсификации теплообмена к воздуху в сухих градирнях АЭС и ТЭС, используемых в условиях жаркого и резко континентального климата.

Ключевые слова: атомные электростанции, аэрозольное охлаждение, воздушно-водяной туман, концентрация воды, интенсификация теплообмена.

ВВЕДЕНИЕ

Современные атомные электростанции оснащаются пассивными системами аварийного отвода тепла (СПОТ) от оборудования при возникновении аварийных ситуаций к конечному поглотителю (воздуху окружающей среды) [1 – 4]. Для российских АЭС системы пассивной безопасности использованы впервые в проекте АЭС-92, а затем во всех последующих проектах (АЭС-2006, ВВЭР-1200, ВВЭР-ТОИ). Конструкция пассивной системы безопасности основана на использовании специального контура, передающего тепло в воздушные теплообменники [5 – 7]. СПОТ в его нынешнем виде состоит из четырех независимых петель, включающих в себя теплообменные аппараты с воздуховодами [8]. Отвод тепла от наружной поверхности теплообменника основан на действии природных сил, таких как естественная циркуляция. Движущая сила процесса естественной циркуляции крайне мала, что требует создания устройств с большой площадью поверхности теплообмена, применения различных методов интенсификация передачи тепла (канавки, оребрение и т.д.), установки тяговых труб значительной высоты для повышения скорости движения воздуха. Скорость отвода тепла СПОТ, а также в сухих воздушных градирнях влияет на эксплуатационные характеристики АЭС, может изменяться под влиянием различных факторов окружающей среды, таких как температура воздуха, солнечная радиация, боковой ветер, дождь и снег [9 – 11]. Место расположения АЭС играет при этом важную роль в эффективности оборудования. Строительство АЭС в таких странах, как Иран, Бангладеш, Египет, Саудовская Аравия и т.д., с высокой температурой воздуха (до 55°C летом) создает дополнительную проблему при проектировании модулей теплообменников СПОТ и сухих градирен. Создание новых технологий охлаждения, более компактных и эффективных, способных работать при высокой температуре окружающего воздуха, является важной задачей. В данной работе показано, что с помощью тонкораспыленной в воздухе воды обеспечивается высокая интенсификация передачи тепла со значительным снижением размеров и веса теплообменных модулей. Применение методики воздушно-водяного тумана осуществляется путем впрыскивания микрокапель воды в воздух, охлаждающий поверхности теплообмена. Использование воздушно-водяного тумана в качестве рабочей среды для рассеивания тепла предпочтительнее для управления тепловыми режимами вследствие высоких тепловых свойств по сравнению с воздушным охлаждением. Основные особенности охлаждения воздушно-водяным туманом по сравнению с однофазным воздушным охлаждением можно объяснить поглощением большого объема тепловой энергии в процессе испарения, увеличением теплоемкости смеси и турбулентности в пограничных слоях воздушного потока [12 – 14]. Механизмы передачи тепла могут включать в себя три важных физических эффекта: конвекцию, кондуктивный теплообмен и испарение капель воды. Два последних эффекта слабо зависят от внешних факторов и обеспечивают активный теплоотвод в широком диапазоне температур окружающей среды. Данная технология может использоваться при модернизации и разработке новых проектов СПОТ, а также сухих градирен атомных и тепловых электростанций в условиях жаркого климата. Цель работы заключалась в экспериментальном исследовании влияния потока капель воздушно-водяного тумана на интенсификацию передачи тепла. Выполнены эксперименты с использованием медной калориметрической сферы как модели нагреваемой поверхности при различной плотности теплового потока, концентрации воды и скоростях воздушного потока в соответствии с методологией, представленной в [15, 16].

Согласно закону Дальтона, скорость испарения с поверхности тела W в $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ прямо пропорциональна дефициту влажности, вычисленному по температуре испаряющей поверхности, и обратно пропорциональна атмосферному давлению [17]:

$$W = A(X_{T,ш} - X_{T,вх})/P, \quad (1)$$

где $X_{T,ш}$ – упругость насыщения, взятая по температуре испаряющей поверхности, гПа; $X_{T,вх}$ – упругость пара в окружающем воздухе, гПа; P – атмосферное давление, гПа; A – коэффициент пропорциональности, зависящий от скорости воздушного потока.

Из закона Дальтона видно, что чем больше разность $X_{T,ш} - X_{T,вх}$, тем больше скорость испарения. Если испаряющая поверхность теплее воздуха, то $X_{T,ш}$ превышает $X_{T,вх}$. В таком случае испарение продолжается даже тогда, когда воздух насыщен водяным паром.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Принципиальная схема станда для исследования процессов теплообмена поверхности с воздушно-водяным туманом приведена на рис. 1.

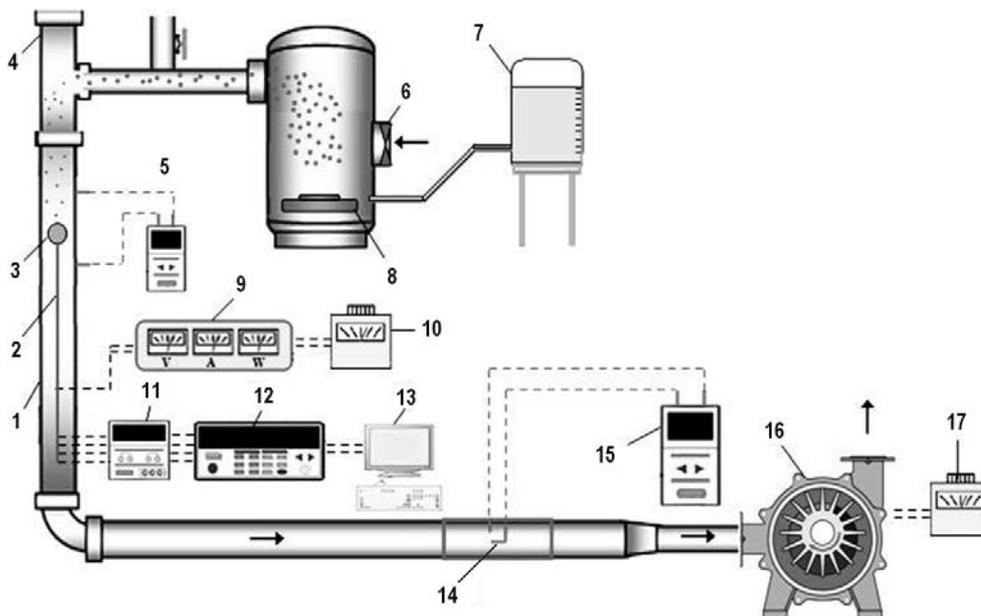


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 – трубка из оргстекла; 2 – крепление; 3 – медный шар; 4 – камеры смешения; 5, 15 – дифманометр; 6 – вентилятор; 7 – бак; 8 – ультразвуковой туманообразователь; 9 – мультиметр; 10, 17 – регулятор напряжения; 11 – аналоговый модуль вывода; 12 – модуль сбора данных; 13 – компьютер; 14 – трубка Пито; 16 – воздушный насос

Станд состоит из рабочего участка с исследуемым объектом (сферический элемент с внутренним электронагревателем), подсистем воздуха, туманообразования, смешивания фаз и сбора данных (температура, расходы воды и воздуха, давления и пр.).

Рабочий участок – прозрачный канал диаметром 50 мм, толщина стенки 2 мм и общей длиной 940 мм. Объект исследования, сфера диаметром 34 мм, изготовленная из меди, размещается в канале и поддерживается с задней стороны текстолитовым стержнем диаметром 4 мм.

Подсистема воздуха включает в себя электрические вакуумные воздуходувки (3000 об./мин, 1000 Вт) с регулятором расхода воздушного потока, компактную

трубку Пито с цифровым микроманометром для измерения средней скорости воздушного потока.

Сферический элемент нагревается переменным током электронагревателем в чехле из нержавеющей стали диаметром 8 мм и длиной 31 мм. Мощность электронагревателя регулируется для достижения требуемого теплового потока на поверхности сферы автотрансформатором РНО-250-1000 и измеряется цифровым мультиметром АРРА 109N с точностью $\pm 0.06\%$.

Для снижения термического сопротивления между металлом сферы и электронагревателем использована специальная высокотемпературная теплопроводная мастика.

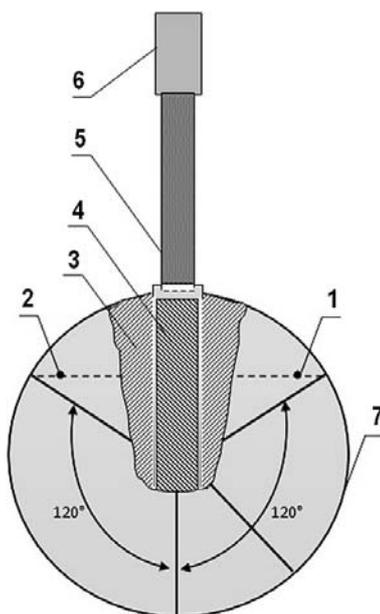


Рис. 2. Схема сферического элемента: 1, 2 – термопары; 3 – термопаста; 4 – электрический нагреватель; 5 – текстолит; 6 – крепление; 7 – медный шар

Схематическое изображение сферического элемента с нагревателем и термопарами показано на рис. 2. Для измерения температуры поверхности сферы, входящего и выходящего воздушно-водяного тумана использовано пять калиброванных хромель-алюмелевых термопар: две расположены внутри медной сферы (позиции 1, 2 на рис. 2), одна – в зоне входа потока и две – на выходе потока после обтекания шара. Термопары 1, 2 зачеканены в отверстия диаметром 1 мм в поверхности меди и тщательно зашлифованы.

Все термопары связаны с системой сбора данных, которая состоит из модуля ввода аналогового сигнала типа OWEN MV110-8A, регистратора данных MSD200 и персонального компьютера.

Воздушно-водяной туман получался при вводе микроскопических капель воды в воздушный поток в камере смешения. Для подсистемы туманообразования применен ультразвуковой туманообразователь с пьезоэлектрическими преобразователями и генератором с частотой 1,7 МГц [18]. Этот тип генератора тумана был выбран вследствие низкого энергопотребления и бесшумной работы, по сравнению с другими генераторами тумана и испарений. Размер капель рассчитывался по формуле Ланга [19] для ультразвукового распыления жидкости и составлял 2,73 мкм.

Массовый расход распыляемой воды определялся по изменению массы воды в

баке подсистемы туманообразования в единицу времени. Смесь тонкораспыленной воды и контролируемого количества воздуха образовывалась в смесительной камере. При данной технологии увлажнения воздуха массовая влажность воздушно-водяного тумана мала, и варьировалась при проведении исследований в диапазоне от 0,1 до 6%.

Точность измерения температуры калориметра составляла 4%. Погрешности измерения расходов воздуха и воды, мощности нагревателя, геометрических характеристик составляли от 2 до 3%. Многократное повторение экспериментов при заданных режимах давало статистический разброс значений менее 5%.

При обработке результатов эксперимента использовались безразмерные критерии:

- число Рейнольдса $Re = U \cdot D / \nu$, где U – скорость воздушного потока в канале, м/с; D – внутренний диаметр канала, м; ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с;
- число Нуссельта $Nu = \alpha \cdot d / \lambda$, где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); d – диаметр шара, м; λ – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К).

Погрешности расчетов чисел Нуссельта и Рейнольдса составляют менее 10%, что позволяет надежно фиксировать эффект интенсификации.

ОБРАБОТКА ДАННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТА

При анализе взаимодействия между нагреваемой поверхностью и потоком воздушно-водяного тумана используется уравнение суммы конвективной $Q_{\text{конв.}}$, кондуктивной $Q_{\text{конд.}}$ составляющих теплообмена и испарения $Q_{\text{исп.}}$ капель воды на нагреваемой поверхности [20, 21]:

$$Q = Q_{\text{конв.}} + Q_{\text{конд.}} + Q_{\text{исп.}} \quad (2)$$

$$Q_{\text{конв.}} = \alpha F_{\text{шар}} (T_{\text{сред.ш}} - T_{\text{вх}}), \quad (3)$$

$$Q_{\text{конд.}} = M_{\text{к}} C_{\text{р,в}} (T_{\text{сред.ш}} - T_{\text{вх}}), \quad (4)$$

$$Q_{\text{исп.}} = \alpha F_{\text{см.}} (X_{\text{Т,ш}} - X_{\text{Т,вх}}) r / C_{\text{р,в}}, \quad (5)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; $F_{\text{шар}}$ – площадь сферы; $T_{\text{сред.ш}}$ – средняя температура поверхности сферы; $T_{\text{вх}}$ – температура тумана на входе; $M_{\text{к}}$ – массовый расход воды; $C_{\text{р,в}}$ – теплоемкость воды; $F_{\text{см.}}$ – площадь смоченной поверхности сферы; $X_{\text{Т,ш}}$ – влагосодержание при температуре сферы; $X_{\text{Т,вх}}$ – влагосодержание при температуре на входе тумана в канал.

Предполагается, что часть воды оседает на поверхность при протекании тумана вблизи нагретой сферы. Часть капель воды испаряется, а некоторые из них остаются рассеянными в основном потоке воздуха. Эксперименты были проведены для чистого сухого воздуха и для воздушно-водяного тумана в диапазоне плотности потока воды ($j = 23.39, 46.79, 88.31, 111.68$ кг м⁻² ч⁻¹). Диапазон чисел Рейнольдса 2500 – 55000.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Температура поверхности

Температура поверхности является важным фактором, который оказывает большое влияние на процесс передачи тепла к воздушно-водяному туману. Когда температура поверхности очень высокая, тонкораспыленная вода может полностью испариться до поступления ко всей нагреваемой поверхности. С другой стороны, при низкой температуре поверхности может происходить увлажнение нагреваемой поверхности и формирование жидкой пленки. Исследованы несколько потоков тепла для изучения влияния температуры поверхности на коэффициент теплопередачи. На

рисунке 3 показана средняя температура поверхности при различных тепловых потоках, числах Рейнольдса и плотности потока жидкой фазы (воды).

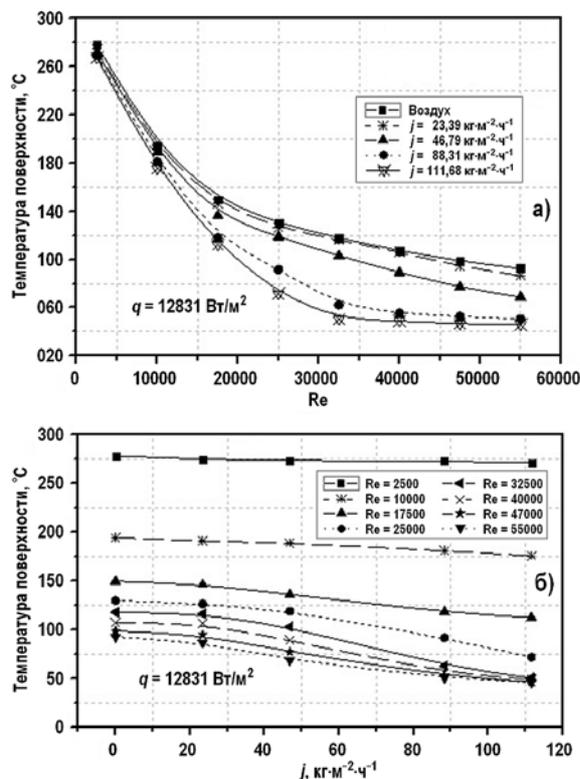


Рис. 3. Изменение температуры поверхности в зависимости от числа Рейнольдса (а) и от плотности потока жидкой фазы (воды) в тумане (б)

Температура поверхности при однофазном воздушном потоке уменьшается с ростом числа Рейнольдса. В воздушно-водяном тумане вследствие испарения воды температура поверхности уменьшается по мере увеличения плотности потока воды при постоянном тепловом потоке. Температура поверхности уменьшается на 4, 17, 37, 47% по сравнению с воздухом вследствие увеличения плотности потока воды. Методами прямого наблюдения и фото-видеосъемки через прозрачный канал обнаружено, что нагреваемая поверхность покрывается тонкой пленкой воды при высокой плотности потока жидкости и значениях $Re > 17500$. В то же время нагреваемая поверхность остается сухой при $Re < 17500$ для всех значений теплового потока.

Коэффициент теплоотдачи

Изменение среднего коэффициента теплоотдачи в виде зависимости $Nu = f(Re)$ при различных плотностях потока воды в тумане представлено на рис. 4 для двух значений теплового потока. При $q = 7800$ и 10155 Вт/м^2 во всем диапазоне чисел Рейнольдса среднее число Нуссельта монотонно увеличивается с увеличением плотности потока воды. Важно отметить, что максимальное повышение возникает при высокой концентрации водной фазы при низкой температуре поверхности сферы.

Можно отметить, что среднее число Нуссельта значительно возрастает с ростом числа Рейнольдса при любой плотности потока воды. В однофазном потоке значение Nu увеличивается от 66 до 240 в диапазоне Re от 2500 до 55000 при постоянном тепловом потоке ($q = 10155 \text{ Вт/м}^2$). В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса числа Нуссельта воздушно-водяного тумана на 1, 19,7, 90,2, 134% выше, чем в

потоке воздуха для плотности потока воды $j = 23.39, 46.79, 88.31, 111.68 \text{ кг м}^{-2} \text{ ч}^{-1}$ соответственно.

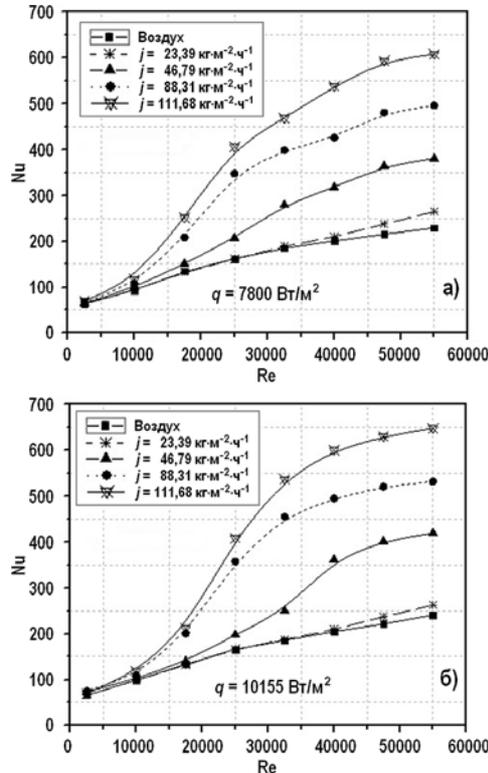


Рис. 4. Зависимость среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса для тепловых потоков 7800 Вт/м^2 (а) и 10155 Вт/м^2 (б) при различных плотностях потока воды в тумане

Высокие числа Рейнольдса соответствуют высокой скорости потока, следовательно, в воздушно-водяном тумане все больше воды из тумана поступает на поверхность сферы и поглощает большое количество энергии в процессе испарения.

Тонкораспыленная вода может создавать пленочный слой и улучшать процесс передачи тепла путем увеличения поверхности контакта с основным потоком. С увеличением температуры поверхности ($Re < 17500$) происходит уменьшение числа Нуссельта вследствие испарения из тумана воды без прямого смачивания нагреваемой поверхности.

Обобщенная зависимость коэффициента интенсификации теплообмена

Относительное изменение теплоотдачи к туману в зависимости от воздушного охлаждения приведено на рис. 5.

В диапазоне малой плотности потока воды (j от 23.39 до $46.79 \text{ кг м}^{-2} \text{ ч}^{-1}$) при $q = \text{const}$ коэффициент интенсификации теплообмена неоднозначно изменяется с увеличением Re из-за относительного снижения содержания воды в воздушно-водяном тумане.

Во всем диапазоне изменения влагосодержания имеется область оптимальной интенсификации теплообмена, определяемая соотношением механизмов испарения и осаждения жидкости на поверхности сферы. Массовое влагосодержание тумана в зоне оптимума находится в диапазоне от $0,3$ до $0,6\%$. Зависимость оптимальных значений коэффициента интенсификации теплообмена от расходов воздуха (числа Re) и массового влагосодержания x при $d/D = \text{const}$ представлена уравнением

$$k^{\max} = 1 + \text{Re}^{1.18} \cdot \chi^{2.2}. \quad (6)$$

Данное уравнение справедливо в диапазоне чисел Рейнольдса от 32000 до 60000 и плотности потока воды от 0 до 111.68 кг м⁻² ч⁻¹.

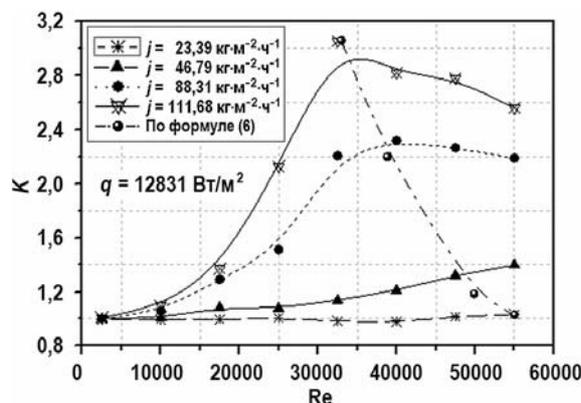


Рис. 5. Изменение коэффициента интенсификации теплообмена в зависимости от числа Рейнольдса при различных плотностях потока воды в тумане

При $j > 80$ кг м⁻² ч⁻¹ и высоких скоростях потока воздушно-водяного тумана наблюдаются стабилизация и плавное снижение степени интенсификации после прохождения оптимального значения; при $j < 20$ кг м⁻² ч⁻¹ интенсификация теплообмена практически отсутствует во всем диапазоне исследованных скоростей тумана и плотностей теплового потока.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны установка и методики исследования характеристик теплообмена при охлаждении поверхностей теплообмена модели теплообменного элемента СПОТ воздушно-водяным туманом. В широком диапазоне теплового потока, чисел Рейнольдса, концентрации частиц воды выполнено исследование теплообмена при охлаждении тела воздушно-водяным туманом. На основании экспериментальных результатов, можно сделать следующие выводы.

Воздушно-водяной туман является эффективным способом охлаждения поверхностей теплообмена. Температура поверхности уменьшается на 4, 17, 37, 47% по сравнению с охлаждением воздухом для плотностей потока воды $j = 23.39, 46.79, 88.31, 111.68$ кг м⁻² ч⁻¹ соответственно.

Среднее число Нуссельта значительно возрастает с ростом числа Рейнольдса при всех значениях теплового потока и плотностей потока воды. С помощью тонкораспыленной воды среднее число Нуссельта оказывается на 11, 19.7, 90.2, 134% выше, чем при охлаждении воздухом для плотностей потока воды $j = 23.39, 46.79, 88.31, 111.68$ кг м⁻² ч⁻¹ соответственно. Среднее число Нуссельта увеличивается с ростом теплового потока при фиксированных плотностях потока воды и числа Рейнольдса.

Коэффициент интенсификации теплообмена при охлаждении потоком воздушно-водяного тумана существенно выше (до 300%), чем при воздушном охлаждении и имеет области оптимального влагосодержания для каждой скорости воздушного потока.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке в соответствии с постановлением № 211 Правительства Российской Федерации, контракт № 02.А03.21.0006.

Литература

1. *Дмитриев С.М., Морозов А.В., Ремизов О.В.* Пассивные системы охлаждения активной зоны различных типов ядерных реакторов. – Н. Новгород, НГТУ, 2013. – 77 с.
2. *Zhang Y., Qiu S., Su G. and Tian W.* Design and transient analyses of emergency passive residual heat removal system of CPR1000. // Nuclear Engineering and Design. – 2012. – Vol. 242. – PP. 247-256.
3. *Maio Vitale Di, Naviglio D., Giannetti A., Manni F.* An innovative pool with a passive heat removal system. // Energy. – 2012. – Vol. 45(1). – PP. 296-303.
4. *Mousavian S., D'Auria F., Salehi M.* Analysis of natural circulation phenomena in VVER-1000. // Nuclear Engineering and Design. – 2004. – Vol. 229(1). – PP. 25-46.
5. *Андрушечко С.А., Афров А.М., Васильев Б.Ю., Генералов В.Н., Косоуров К.Б., Семченков Ю.М., Украинцев В.Ф.* АЭС с реактором типа ВВЭР-1000. От физических основ эксплуатации до эволюции проекта. – М.: Логос, 2010. – 604 с.
6. *Zvirin Yu.* A review of natural circulation loops in PWR and other systems. // Nucl. Eng. Design. – 1981. – Vol. 67. – PP. 203-225.
7. Отчет об оценке безопасности. Нововоронежская АЭС-2 Энергоблок № 1. Глава 12. Системы безопасности. – М.: ОАО «Атомэнергопроект», 2013. – 240 с.
8. *Galiev K., Yaurov S., Goncharov Y., Volnov A.* Experience of commissioning of the V-392M reactor plant passive heat removal system. // Nuclear Energy and Technology. – 2017. – Vol. 3(4). – PP. 291-296.
9. *Li X., Gurgenci H., Guan Z., Sun Y.* Experimental study of cold inflow effect on a small natural draft dry cooling tower. // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 128. – PP. 762-771.
10. *Yang L.J., Wu X.P., Du X.Z., Yang Y.P.* Dimensional characteristics of wind effects on the performance of indirect dry cooling system with vertically arranged heat exchanger bundles. // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2013. – Vol. 67. – PP. 853-866.
11. *Fahmy M., Nabih H.* Impact of ambient air temperature and heat load variation on the performance of air-cooled heat exchangers in propane cycles in LNG plants. – Analytical approach. // Energy Convers. Manage. – 2016. – Vol. 121. – PP. 22-35.
12. *Bhatti M., Savery C.* Augmentation of Heat Transfer in a Laminar External Gas Boundary Layer by the Vaporization of Suspended Droplets. // Journal of Heat Transfer. – 1975. – Vol. 97(2) – PP. 179.
13. *Wataru N., Heikichi K., Shigeki H.* Heat transfer from tube banks to air/water mist flow. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1988. – Vol. 31(2). – PP. 449-460.
14. *Wang T., Dhanasekaran T.* Calibration of a Computational Model to Predict Mist/Steam Impinging Jets Cooling With an Application to Gas Turbine Blades. // Journal of Heat Transfer. – 2010. – Vol. 132(12). – PP. 122201.
15. *Hayashi Y., Takimoto A., Matsuda O.* Heat transfer from tubes in mist flows. // Experimental Heat Transfer. – 1991. – Vol. 4(4). – PP. 291-308.
16. *Hayashi Y., Takimoto A., Matsuda O., Kitagawa T.* Study on Mist Cooling for Heat Exchanger: Development of High-Performance Mist-Cooled Heat Transfer Tubes. // JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties. – 1990. – Vol. 33(2). – PP. 333-339.
17. *Huang X.G., Yang Y.H., Hu P.* Experimental study of falling film evaporation in large scale rectangular channel. // Annals of Nuclear Energy. – 2015. – Vol. 76. – PP. 237-242.
18. *Kudo T., Sekiguchi K., Sankoda K., Namiki N., Nii S.* Effect of ultrasonic frequency on size distributions of nanosized mist generated by ultrasonic atomization. // Ultrasonics Sonochemistry. – 2017. – Vol. 37. – PP. 16-22.
19. *Lang R.J.* Ultrasonic atomization of liquid. // J. Acoust. Soc. Am. – 1962. – Vol. 34. – PP. 6-8.
20. *Allais I., Alvarez G., Flick D.* Modeling cooling kinetics of a stack of spheres during mist

chilling. // Journal of Food Engineering. – 2006. – Vol. 72(2). – PP. 197-209.

21. *Allais I., Alvarez G.* Analysis of heat transfer during mist chilling of a packed bed of spheres simulating foodstuffs. // Journal of Food Engineering. – 2001. – Vol. 49(1). – PP. 37-47.

Поступила в редакцию 28.02.2019 г.

Авторы

Абед Акрам Хамзах, аспирант

E-mail: akraam82@yahoo.com

Щеклеин Сергей Евгеньевич, заведующий кафедрой, профессор, д-р техн. наук

E-mail: s.e.shcheklein@urfu.ru

Пахалуев Валерий Максимович, д-р техн. наук, ст.н.с.

E-mail valer-1939@mail.ru

UDC 621.039:532.574

HEAT TRANSFER INTENSIFICATION IN EMERGENCY COOLING HEAT EXCHANGER OF NUCLEAR POWER PLANT USING AIR-WATER MIST FLOW

Abed A.H.**, Shcheklein S.E.*, Pakhaluev V.M.*

* Ural Federal University named after the First President of Russia B.N. Yeltsin
19 Mira St., Yekaterinburg, 620002 Russia

** University of Technology, Iraq

ABSTRACT

Advanced nuclear power plants are equipped with passive systems for emergency decay heat removal from reactor equipment (PEHRs) in case of development of accidents accompanied with primary cooling circuit leakage and for transferring heat to the final heat absorber (ambient air). Here, intensity of heat dissipation to air from the heat exchanger outer surface achieved by buoyance induced natural convection is extremely low, which necessitates the need to expand heat conductivity surfaces and to apply different types of heat transfer intensifiers (grooves, ribs and extended surfaces, positioning at higher altitudes, etc.). Intensity of heat removal is also strongly dependent on the ambient air temperature (disposable temperature head).

Construction of nuclear power plants in countries with high ambient temperatures (Iran, Bangladesh, Egypt, Saudi Arabia and others) with characteristic high level of ambient air temperature imposes additional requirements on the expansion of heat exchange surfaces.

Results of experimental investigation of intensification of heat exchange by low energy-intensity ultrasound supply of super-small liquid droplets (size ~3 mm) in the cooling air are provided in the present paper. In such case, transfer of heat between the cooled surface and cooling airflow involves the following three physical effects: convection, conductive heat exchange and evaporation of water droplets. The latter two effects weakly depend on the ambient air temperature and ensure active heat removal in any type of situation.

Investigation was performed using high-precision calorimeter with controlled rate of heat supply (between 7800 and 12831 W/m²) imitating heated surface within the

range of Reynolds numbers from 2500 to 55000 and liquid (water) flow rates from 23.39 to 111.68 kg/m²·h⁻¹.

The studies demonstrated that presence of finely dispersed water results in significant increase of heat transfer compared with the case of application of purely air-cooling. With fixed heat flow energy efficiency increases with increasing concentration of water reaching the values in excess of 600 W/m²·degree⁻¹, which is 2.8 times higher than for the case of air-cooling. Application of the suggested technology for intensification of heat exchange in dry cooling towers of nuclear and thermal power plants used in the conditions of hot and extreme continental climate is possible subject to further investigation for the purpose of specification of optimal ranges of heat exchange intensification.

Key words: nuclear power plants, particulate cooling, air-water mist, water concentration, heat exchange intensification.

REFERENCES

1. Dmitriev S.M., Morozov A.V., Remizov O.V. *Passive Core Cooling Systems for Various Types of Nuclear Reactors*. N. Novgorod, NGTU Publ., 2013, 77 p. (in Russian).
2. Zhang Y., Qiu S., Su G., Tian W. Design and transient analyses of emergency passive residual heat removal system of CPR1000. *Nuclear Engineering and Design*. 2012, v. 242, pp. 247-256.
3. Maio Vitale Di, Naviglio D., Giannetti A., Manni F. An innovative pool with a passive heat removal system. *Energy*. 2012, v. 45(1), pp. 296-303.
4. Mousavian S., D'Auria F., Salehi M. Analysis of natural circulation phenomena in VVER-1000. *Nuclear Engineering and Design*. 2004, v. 229(1), pp. 25-46.
5. Andrushechko S.A., Afrov A.M., Vasilyev B.Yu., Generalov V.N., Kosourov K.B., Semchenkov Yu.M., Ukraintsev V.F. *NPP with VVER-1000 TYPE reactor. From Physical Basics of Exploitation to Evolution Design*. Moscow. Logos Publ., 2010, 604 p. (in Russian).
6. Zvirin Yu. A review of natural circulation loops in PWR and other systems. *Nucl. Eng. Design*. 1981, v. 67, pp. 203-225.
7. *Safety Assessment Report. Novovoronezh NPP-2 Power Unit No. 1. Chapter 12. Safety Systems*. Moscow. JSC Atomenergoproect Publ., 2013, 240 p. (in Russian).
8. Galiev K., Yaurov S., Goncharov Y., Volnov A. Experience of commissioning of the V-392M reactor plant passive heat removal system. *Nuclear Energy and Technology*. 2017, v. 3(4), pp. 291-296.
9. Li X., Gurgenci H., Guan Z., Sun Y. Experimental study of cold inflow effect on a small natural draft dry cooling tower. *Applied Thermal Engineering*. 2018, v. 128, pp. 762-771.
10. Yang L.J., Wu X.P., Du X.Z., Yang Y.P. Dimensional characteristics of wind effects on the performance of indirect dry cooling system with vertically arranged heat exchanger bundles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013, v. 67, pp. 853-866.
11. Fahmy M., Nabih H. Impact of ambient air temperature and heat load variation on the performance of air-cooled heat exchangers in propane cycles in LNG plants. – Analytical approach. *Energy Convers. Manage.* 2016, v. 121, pp. 22-35.
12. Bhatti M., Savery C. Augmentation of Heat Transfer in a Laminar External Gas Boundary Layer by the Vaporization of Suspended Droplets. *Journal of Heat Transfer*. 1975, v. 97(2), p. 179.
13. Wataru N., Heikichi K., Shigeki H. Heat transfer from tube banks to air/water mist flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1988, v. 31(2), pp. 449-460.
14. Wang T., Dhanasekaran T. Calibration of a Computational Model to Predict Mist/Steam Impinging Jets Cooling With an Application to Gas Turbine Blades. *Journal of Heat Transfer*. 2010, v. 132(12), pp. 122201.
15. Hayashi Y., Takimoto A., Matsuda O. Heat transfer from tubes in mist flows. *Experimental Heat Transfer*. 1991, v. 4(4), pp. 291-308.

16. Hayashi Y., Takimoto A., Matsuda O., Kitagawa T. Study on Mist Cooling for Heat Exchanger: Development of High-Performance Mist-Cooled Heat Transfer Tubes. *JSME International Journal. Ser. 2, Fluids Engineering, Heat Transfer, Power, Combustion, Thermophysical Properties*. 1990, v. 33(2), pp. 333-339.

17. Huang X.G., Yang Y.H., Hu P. Experimental study of falling film evaporation in large scale rectangular channel. *Annals of Nuclear Energy*. 2015, v. 76, pp. 237-242.

18. Kudo T., Sekiguchi K., Sankoda K., Namiki N., Nii S. Effect of ultrasonic frequency on size distributions of nanosized mist generated by ultrasonic atomization. *Ultrasonics Sonochemistry*. 2017, v. 37, pp. 16-22.

19. Allais I., Alvarez G., Flick D. Modeling cooling kinetics of a stack of spheres during mist chilling. *Journal of Food Engineering*. 2006, v. 72(2), pp. 197-209.

20. Allais I., Alvarez G. Analysis of heat transfer during mist chilling of a packed bed of spheres simulating foodstuffs. *Journal of Food Engineering*. 2001, v. 49(1), pp. 37-47.

Authors

Abed Akram Hamzah, PhD Student

E-mail: akraam82@yahoo.com

Shcheklein Sergey Evgenievich, Head of Department, Professor, Dr. Sci. (Engineering)

E-mail: s.e.shcheklein@urfu.ru

Pakhaluev Valery Maksimovich, Senior Researcher, Dr. Sci. (Engineering)

E-mail valer-1939@mail.ru