ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2024, № 9, с. 59–74

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСПЕРГИРОВАННЫМ ПОТОКОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ[1]

© 2024 г. Д. А. Гроо[a], *, А. С. Демидов[a], А. В. Захаренков[a], А. Л. Тупотилов[a], А. Т. Комов[a]

[a]Национальный исследовательский университет "Московский энергетический институт", Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

**e-mail: GrooDA@mpei.ru*

Поступила в редакцию 13.03.2024 г.
После доработки 08.04.2024 г.
Принята к публикации 25.04.2024 г.

Представлены результаты практических работ по охлаждению обогреваемых мишеней исследовательских модулей различных конструкций диспергированным потоком теплоносителя. Дано краткое описание экспериментального стенда и его основных систем, конструкций форсунки и модулей, позволяющих реализовать разные схемы охлаждения: с параллельным и перпендикулярным расположением торца форсунки и поверхности мишени. Получены температурные поля обогреваемых мишеней в зависимости от тепловых нагрузок и расходов воды и воздуха. Проведена первичная обработка экспериментальных данных, в ходе которой определены значения температур на поверхностях нагрева и охлаждения. Показаны графики зависимости температур этих поверхностей от подводимой тепловой мощности для исследовательских модулей различных конструкций. Выполнены оценки плотности теплового потока от охлаждаемой поверхности обогреваемой мишени к диспергированному потоку теплоносителя и коэффициента теплоотдачи. В графическом виде приведены зависимости плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи от разности температур стенки и жидкости для разных конструкций систем охлаждения. Проведена оценка доли тепла, отводимого от теплонагруженных элементов предлагаемых конструкций посредством фазового перехода. Показано, что взаимная ориентация форсунки и обогреваемой поверхности существенно влияет на предельное значение плотности теплового потока, отводимого от мишени в режиме термостабилизации. Установлено, что от своевременного раскрытия факела распыла, определяемого главным образом режимными параметрами и расстоянием от сопла форсунки до мишени, в немалой степени зависит эффективность охлаждения диспергированным потоком теплоносителя при перпендикулярном расположении торца форсунки и поверхности мишени.

Ключевые слова: диспергированный поток, двухкомпонентный теплоноситель, пневматическая форсунка, угол раскрытия факела, эксперимент, обогреваемая мишень, температурный напор, плотность теплового потока, коэффициент теплоотдачи, фазовый переход

DOI: 10.56304/S0040363624700188

В настоящее время существует большое количество технических устройств, при работе которых необходимо отводить тепловые потоки высокой плотности [1] и поддерживать состояние теплонагруженной поверхности в режиме термостабилизации. Подобные устройства, требующие охлаждения, используются почти в любой отрасли, например в силовой электронике LED-светодиоды и квантовые компьютеры, в медицине рентгеновские аппараты, в атомной энергетике мишени ускорителей элементарных частиц, термостабилизированное состояние которых нужно постоянно поддерживать и контролировать. Наряду с традиционными способами охлаждения однофазным потоком воды широко исследуются альтернативные способы отведения тепловой нагрузки [2]. Таковым может являться диспергированное охлаждение с помощью распыляющих устройств – форсунок. Увеличение коэффициента теплоотдачи в системах, в которых используется диспергированный теплоноситель, обусловлено дополнительным теплоотводом посредством фазового перехода капель распыляемой среды.

Одно из наиболее ожидаемых событий в области атомной энергетики – запуск международного термоядерного реактора ITER. В отличие от силовой электроники, где теплообмен охлаждаю-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда в рамках соглашения 21-79-10179 от 29.07.2021.

щей жидкости с теплонагруженным элементом происходит при низких значениях температуры поверхности (не более 85°C), температуры обращенных к плазме элементов в реакторе могут достигать температур плавления конструкционных материалов [3, 4], что соответствует плотности теплового потока 10–20 МВт/м^2. При незначительной неравномерности или сбое в работе системы охлаждения указанные нагрузки могут привести к катастрофическим последствиям, например к разрушению элементов конструкции или даже их частичному расплавлению, что недопустимо в таких областях промышленности, как авиа- и ракетостроение, металлургия, атомная энергетика, или при исследованиях управляемого термоядерного синтеза.

На эффективность охлаждения диспергированным потоком двухкомпонентного теплоносителя (вода с воздухом) оказывает влияние большое число факторов: ориентация факела распыла и его угол раскрытия [5, 6], дисперсность капель [7, 8], шероховатость охлаждаемой поверхности [9], тип форсунки и сопла, гидравлические параметры отдельных компонентов теплоносителя и т.д. Для количественного расчета коэффициента теплоотдачи, числа Нуссельта и других характеристик теплообмена существуют различные эмпирические критериальные зависимости [6, 10]. Однако многие из подобных соотношений были получены в опытах по охлаждению объектов силовой микроэлектроники, тепловые потоки от которых гораздо более низкие по сравнению с тепловыми нагрузками от элементов реакторных установок, а в качестве теплоносителя используются жидкости, имеющие невысокую температуру кипения, например фреоны R22 и R134-a [11].

Таким образом, экспериментальное исследование теплообмена между диспергированным потоком двухфазного теплоносителя и моделями, имитирующими теплонагруженные элементы реакторных установок, способствует разработке альтернативой системы охлаждения. Цели настоящей работы – изучить возможность охлаждения предлагаемых вариантов конструкций исследовательских модулей диспергированным потоком газоводяного теплоносителя и оценить их эффективность.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Для проведения экспериментов по диспергированному охлаждению использовалась установка “Односторонний нагрев мишени” (рис. 1), созданная на кафедре общей физики и ядерного синтеза Московского энергетического института. В состав установки входят четыре основные системы: нагрева, вакуумной откачки, пневмогидравлического контура охлаждения, сбора и обработки информации.

Подведение тепла к мишени осуществляется посредством пучка заряженных частиц – электронов, генерируемых электронно-лучевой пушкой (ЭЛП) компании ТЭТА. Предельная мощность ЭЛП 60 кВт, ток пучка регулируется в пределах от 1 до 1000 мА при максимальном ускоряющем напряжении 60 кВ. Использование ЭЛП для создания тепловой нагрузки обусловлено спецификой практического применения рассматриваемого метода охлаждения для реакторных установок типа ТОКАМАК – односторонний нагрев теплонагруженной поверхности пучком заряженных частиц в вакууме. Таким образом, использование ЭЛП позволяет имитировать тепловую нагрузку на мишень подобную той, что испытывают реальные элементы внутренней стенки активной зоны реактора.

Электронно-лучевая пушка устанавливается на вакуумную камеру объемом 0.8 м^3, равномерный односторонний нагрев мишени обеспечивается сканированием поверхности мишени электронным пучком с высокой частотой. Вакуум в камере создается и поддерживается диффузионным и форвакуумными насосами в диапазоне давлений 10^{-3}–10^{-4} Па.

Охлаждение мишени осуществляется диспергированным потоком теплоносителя, формируемого в смесительной камере распыляющего устройства – пневматической форсунки. Геометрические параметры форсунки (рис. 2) могут использоваться для первичной оценки дисперсности распыла, угла раскрытия факела и других важных параметров, оказывающих ключевое влияние на процесс теплоотдачи.

Подача отдельных компонентов диспергированного потока в распыляющее устройство осуществляется с помощью пневмогидравлической системы (рис. 3). По показаниям датчиков температуры и давления контролируются начальные параметры отдельных компонентов потока. Система охлаждения оснащена регуляторами объемного расхода воды и воздуха, протекающих через соответствующие магистрали, что делает возможным изменение этих параметров и их поддержание на определенном уровне на протяжении всего эксперимента. Давление в пневматической части контура создается и контролируется компрессором, использование ресивера обеспечивает защиту трубопроводных магистралей от гидроударов и пульсаций давления.

Система охлаждения позволяет поддерживать режимные параметры диспергированного теплоносителя в следующих диапазонах:

Избыточное давление, МПа:

- воды 0.01–0.80
- воздуха 0.01–1.00

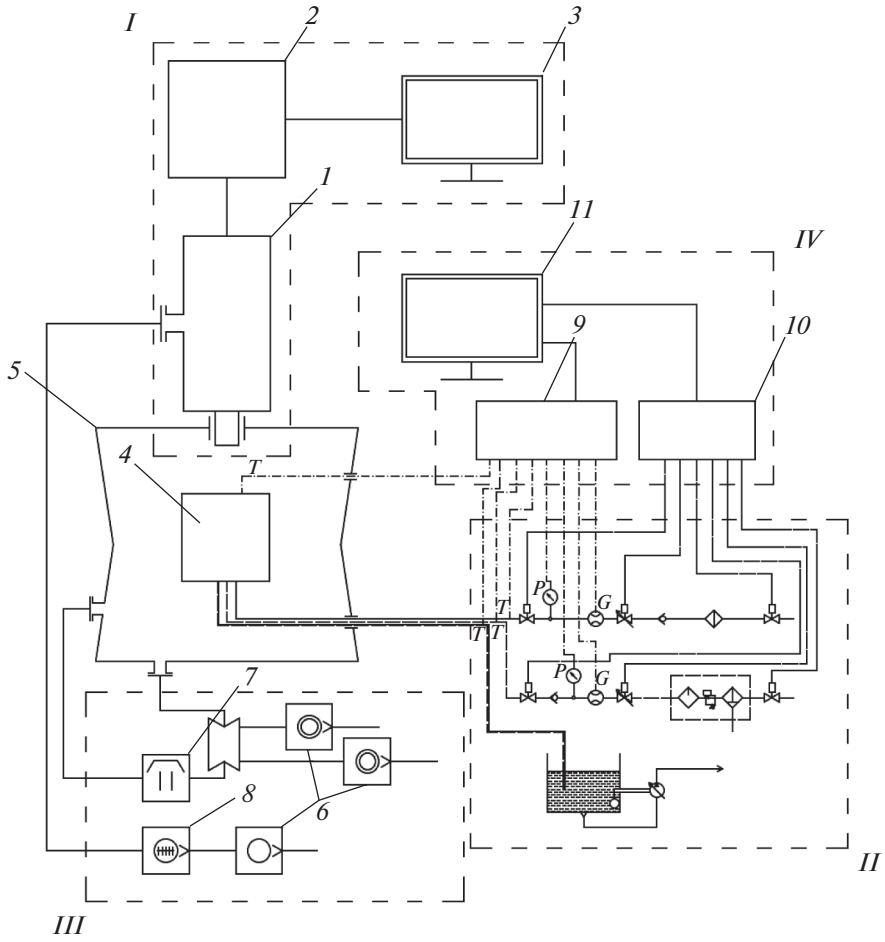

Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки.
Система: *I* – нагрева мишени; *II* – охлаждения исследовательского модуля; *III* – вакуумной откачки; *IV* – измерений, сбора и обработки информации.
1 – электронно-лучевая пушка; *2* – шкаф управления; *3*, *11* – рабочее место оператора; *4* – исследовательский модуль; *5* – вакуумная камера; *6* – форвакуумные насосы; *7* – диффузионный насос; *8* – турбомолекулярный насос; *9* – модули измерения электрических сигналов датчиков; *10* – модуль дискретного вывода управляющих сигналов

Объемный расход, дм^3/мин:

воды 0.5–4.0

воздуха 2–100

Полученные массивы экспериментальных данных обрабатываются и сохраняются с использованием специального программного обеспечения, созданного в среде графического программирования LabVIEW. Сбор данных с измерительных датчиков осуществляется с помощью шасси NI CompactDAQ-9189, в которое установлены модули преобразования сигналов по току (от –20 до 20 мА) и напряжению с рабочими диапазонами от –10 до 10 В и от –78 до 78 мВ. Разработанный авторами пользовательский интерфейс позволяет в режиме реального времени контролировать основные электрические и теплогидравлические параметры мишени исследовательского модуля и системы охлаждения. Для предотвращения перегрева мишени и ее возможного разрушения, связанного с развитием кризиса теплообмена, в программе реализован постоянный контроль плотности теплового потока на обогреваемой поверхности (рис. 4).

ОПИСАНИЕ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ МОДУЛЕЙ

В настоящее время охлаждение большинства объектов промышленности осуществляется водой в трубах под давлением в режиме вынужденной однофазной конвекции. Отведение тепловых нагрузок в таком режиме проверено опытным путем и на сегодняшний день наиболее изучено, что и предопределяет его использование в энергетике.

Как упоминалось ранее, на эффективность охлаждения диспергированным потоком оказывает влияние большое количество различных параметров, которые можно разделить на две группы. К первой относятся параметры, зависящие от

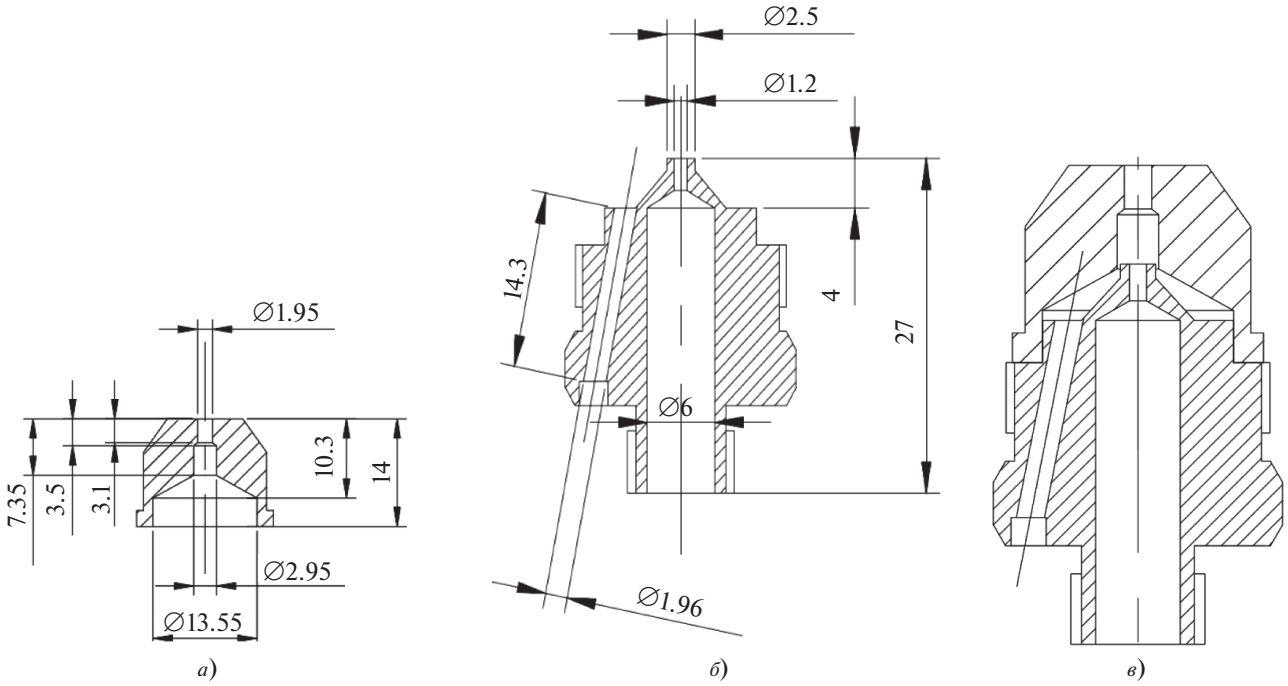

Рис. 2. Эскиз форсунки, используемой в экспериментах.
а, *б* – насадка и корпус распыляющего устройства; *в* – общий вид форсунки

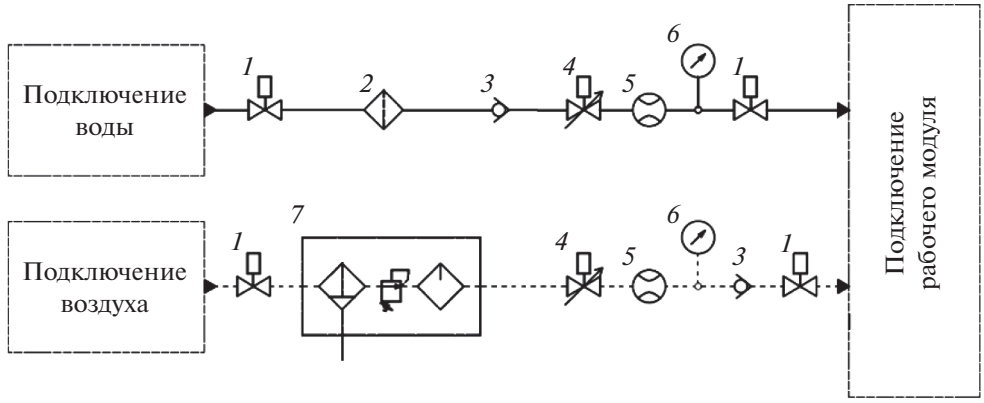

Рис. 3. Принципиальная схема пневматической системы охлаждения.
1 – клапан электропневматический; *2* – фильтр грубой очистки; *3* – обратный клапан; *4* – регулировочный вентиль с электропневматическим управлением; *5* – расходомер; *6* – манометр; *7* – система воздухоподготовки

геометрических характеристик исследуемого процесса: среднего диаметра капель (варьируется в зависимости от типа форсунки и размеров смесительной камеры), диаметра пятна (плотности орошения), ориентации диспергированного потока в пространстве, числа используемых распыляющих устройств и др. Во вторую группу входят параметры, зависящие от характеристик потока теплоносителя: расходы компонентов, их температура и давление.

В данной работе приводятся результаты экспериментальных исследований, проводившихся на исследовательских модулях, конструкции которых различались расположением торца пневматической форсунки – параллельно и перпендикулярно обогреваемой мишени.

Охлаждение поверхности при перпендикулярном расположении торца форсунки относительно мишени

Подобная схема расположения пневматической форсунки и обогреваемой мишени является аналогом классического однофазного охлажде-

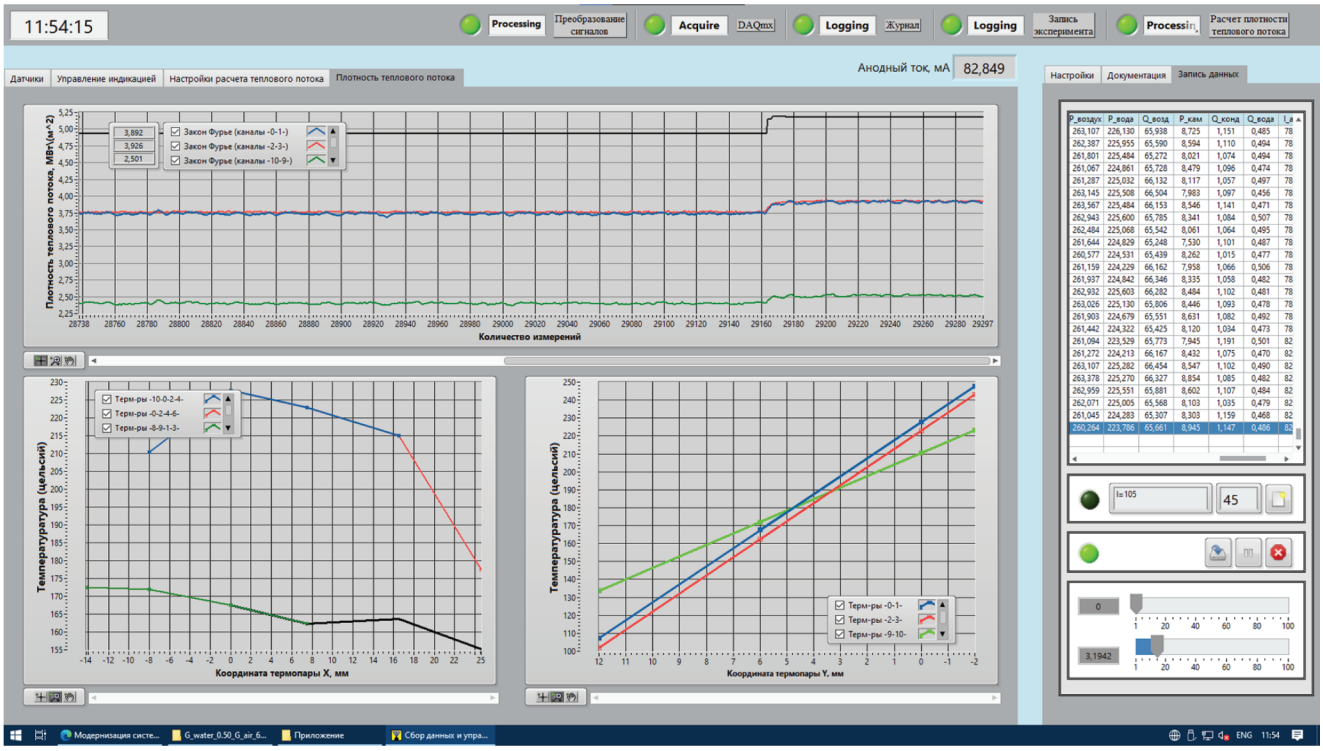

Рис. 4. Окно “Плотность теплового потока” пользовательского интерфейса

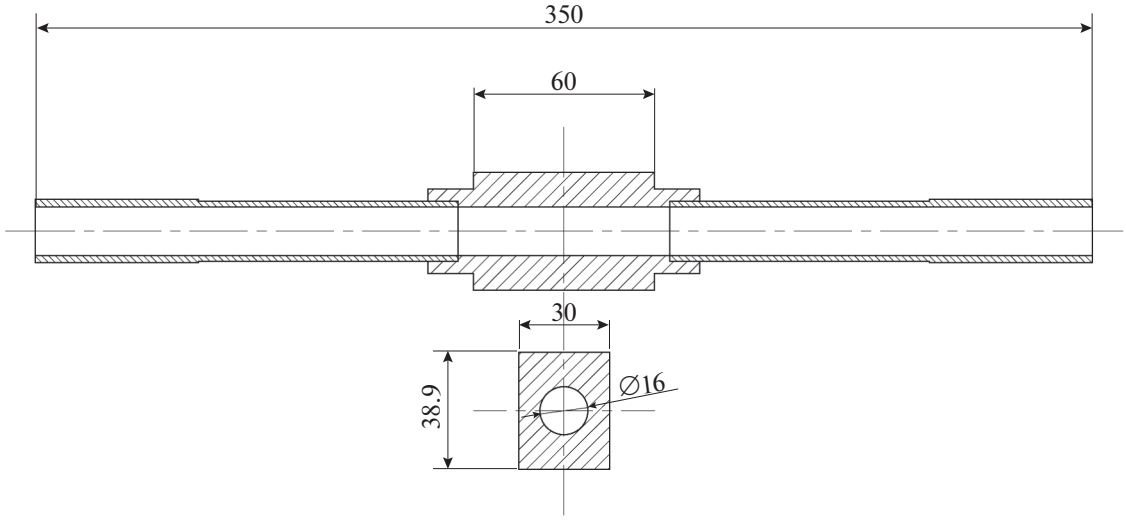

Рис. 5. Эскиз исследовательского модуля для продольно-осевого охлаждения

ния водой в трубе под давлением, что упрощает задачу проектирования системы охлаждения. Эскиз используемого исследовательского модуля для продольно-осевого охлаждения в трубе представлен на рис. 5.

Для измерения температуры мишени в разных точках используется 11 хромель-алюмелевых термопар (рис. 6).

Экспериментальные исследования проводились для двух модификаций исследовательского модуля, отличавшихся одна от другой расстоянием от торца форсунки до центрального сечения обогреваемой мишени. В первой модификации мишень размещалась ровно посередине между трубками-держателями (см. рис. 5), во второй мишень была смещена в сторону форсунки на расстояние одной длины мишени (60 мм). Это позволило оценить влияние формы факела распыла, создаваемого используемой форсункой, на эффективность охлаждения обогреваемой мишени.

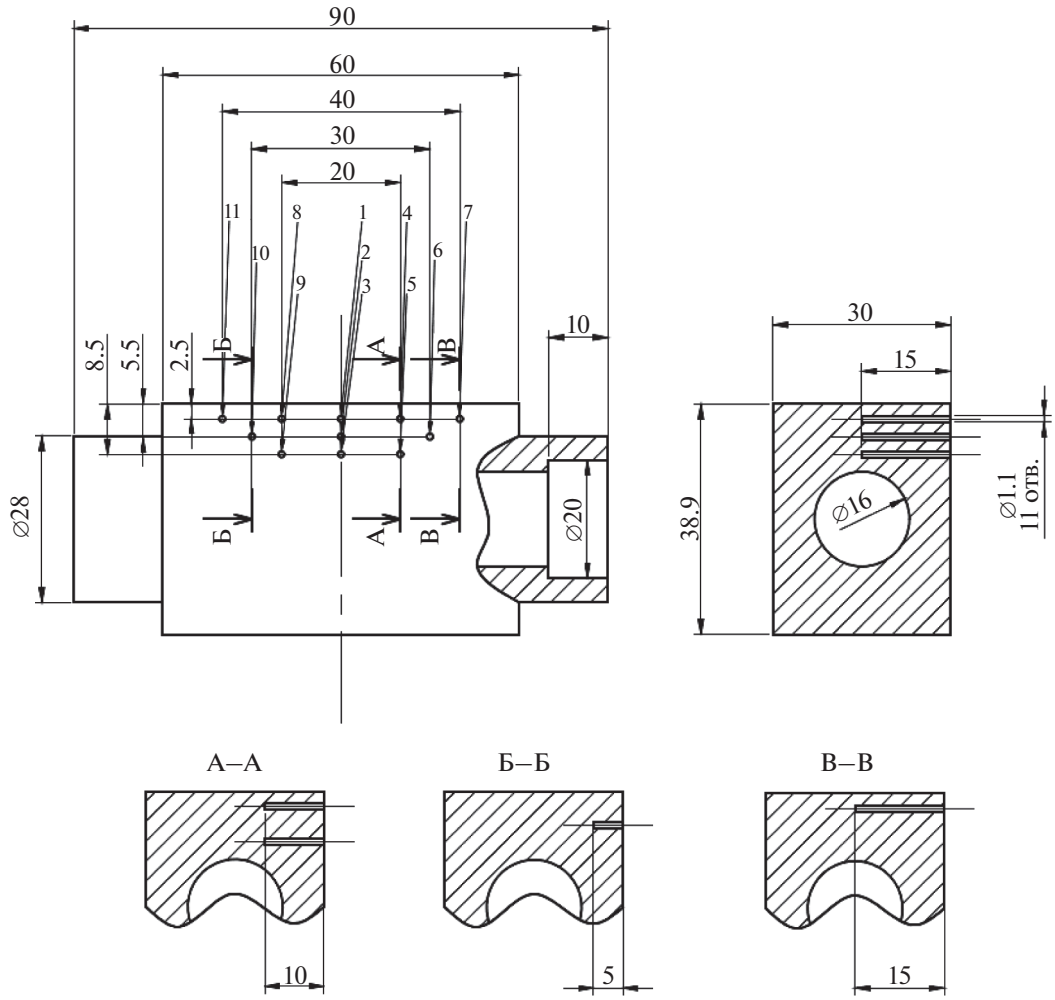

Рис. 6. Схема расположения термопар (пронумерованы от 1 до 11) внутри мишени продольно-осевого исследовательского модуля

Охлаждение поверхности при параллельном расположении торца форсунки относительно мишени

При анализе работ, выполненных исследователями в разные годы и посвященных изучению влияния взаимного расположения форсунок и охлаждаемых ими теплонагруженных объектов, получены неоднозначные результаты. С одной стороны, авторы [12] пришли к выводу, что эффективность теплопередачи и охлаждения повышалась при увеличении угла наклона от 0 до 49°. При этом, несмотря на улучшение условий теплообмена, при бóльших углах наклона для достижения режима термостабилизации требуется больше времени.

С другой стороны, в [13] исследовалось влияние угла наклона форсунки на эффективность охлаждения и скорость остывания перегретой стальной пластины. Поверхность взаимодействия спрея с пластиной была разделена на четыре области: взаимодействия ядра диспергированного потока, поперечного потока, слияния мелких капель, радиационного теплообмена. В работе показано, что при увеличении угла от 0 до 30° происходит рост как темпа охлаждения, так и критического теплового потока, связанный с расширением области взаимодействия ядра спрея и уменьшением зоны поперечного потока. Дальнейшее увеличение угла от 30 до 60° приводит к снижению темпа охлаждения и критического теплового потока в связи с ранним развитием пузырькового кипения и образованием слоя пленки кипящей жидкости, из-за чего эффективность конвективного теплообмена падает.

В [14] исследовалось влияние наклона форсунки на двухфазное охлаждение и критический тепловой поток. Угол наклона изменялся от 0 до 55°. Авторы пришли к выводу, что угол наклона слабо влияет на эффективность теплообмена в режимах однофазной конвекции и пузырькового кипения, однако критическая плотность теплового потока

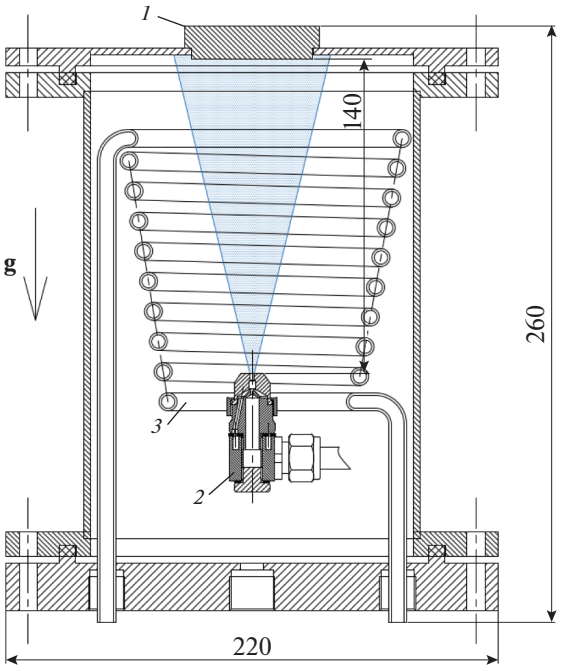

Рис. 7. Эскиз исследовательского модуля для охлаждения потоком, перпендикулярным теплонагруженной поверхности.
1 – мишень; *2* – форсунка; *3* – конденсатор.
g – ускорение свободного падения

заметно уменьшается с увеличением угла наклона. Область взаимодействия спрея с плоской поверхностью, падающего на нее под наклоном, представляет собой эллипс, площадь которого резко сокращается при росте угла наклона.

Из сказанного следует, что наиболее эффективное отведение тепловой нагрузки от обогреваемой поверхности мишени можно ожидать при охлаждении потоком, перпендикулярным теплонагруженной поверхности. По мнению авторов статьи, это связано, в первую очередь, с более однородным орошением обогреваемой поверхности и, как следствие, существенным снижением неравномерности нагрева. Кроме того, вероятность образования и существования стабильной пленки пара в случае перегрева поверхности относительно температуры насыщения значительно снижается из-за постоянного поступления новых капель на поверхность мишени.

Для реализации условий охлаждения дивертора термоядерного реактора авторами настоящей статьи была разработана конструкция второго исследовательского модуля, в котором поверхность мишени ориентирована перпендикулярно оси диспергированного потока.

На рис. 7 представлен эскиз исследовательского модуля с охлаждением потоком, перпендикулярным теплонагруженной поверхности. Модуль используется для экспериментального изучения теплообмена при охлаждении мишени диспергированным газожидкостным потоком теплоносителя ($t_{ст} > t_s$, где $t_{ст}$ – температура стенки, °C; t_s – температура насыщения, °C).

Наличие конденсатора в исследовательском модуле обусловлено необходимостью удаления пара из рабочего объема. Слой пара в верхней части модуля значительно затрудняет доступ компонентов диспергированного потока к поверхности мишени, снижает эффективность теплообмена, а также способствует росту давления, что, в свою очередь, приводит к изменению теплофизических параметров системы и уменьшению коэффициента теплоотдачи. Кроме того, из-за наличия пара подогрев капель диспергированного потока в процессе движения становится неравномерным.

Измерения температуры внутри мишени выполняются хромель-алюмелевыми термопарами (6 шт.), схема расположения которых показана на рис. 8.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Экспериментальные исследования охлаждения мишеней рассматриваемых модулей проводились в широком диапазоне контролируемых значений расходов воды и воздуха. В каждом эксперименте определялись теплофизические и электрические параметры: температуры на входе в исследовательские модули и выходе из них, объемные расходы и избыточное давление компонентов теплоносителя, ускоряющее напряжение ЭЛП, установочный анодный ток и др. Массивы получаемых данных зависели от устанавливаемых в экспериментах объемных расходов воды, воздуха и анодного тока электронно-лучевой пушки. Каждый из экспериментов проводился при постоянных расходах компонентов и постепенном увеличении электрической мощности, генерируемой ЭЛП. Переход на следующую мощность выполнялся после достижения стабильных показаний термопар, установленных внутри обогреваемой мишени, при соблюдении условия изменения температуры не более чем на 0.5°C за 100–120 с, что авторы условно принимали за квазистационарный процесс теплообмена. Всего на двух исследовательских модулях было выполнено около 50 серий измерений. Относительные погрешности определения следующих теплофизических и электрических параметров приводятся в соответствии с паспортными данными приборов, предназначенных для их измерений, %:

Температуры 0.75
Расхода:
воды 2.0
воздуха 3.0
Давления 1.0
Анодного тока 1.0

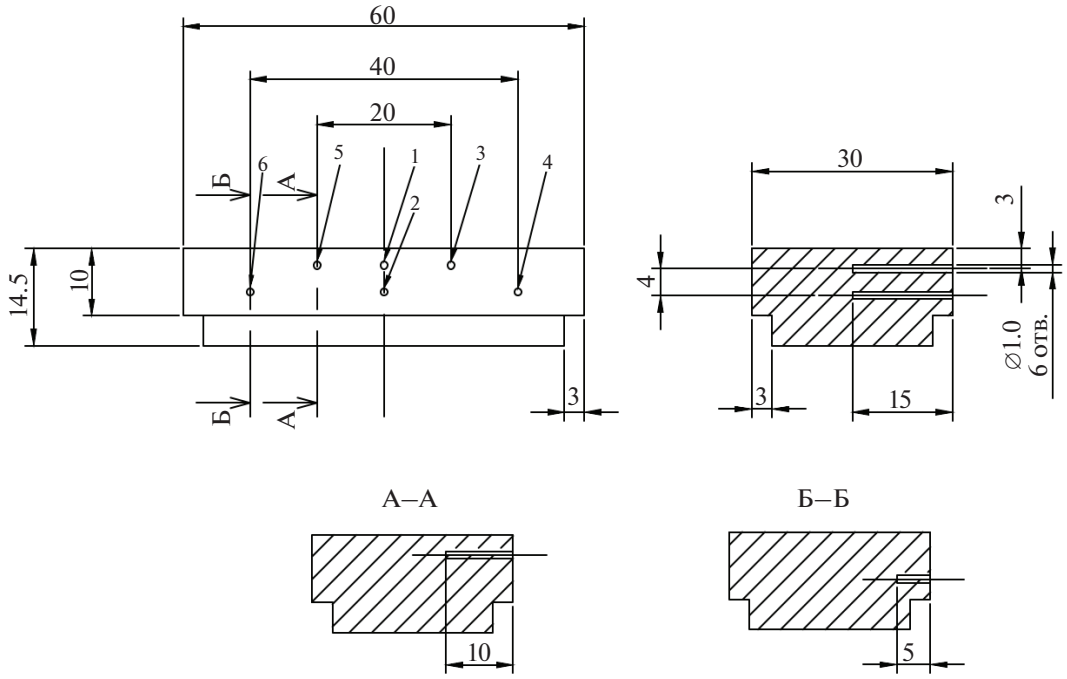

Рис. 8. Схема расположения термопар (пронумерованы от 1 до 6) внутри мишени исследовательского модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени

На рис. 9–11 представлены первичные данные для одной из серий экспериментов в виде распределения температуры стенки мишени по толщине в центральном сечении для разных исследовательских модулей при объемных расходах воды и воздуха 1.25 и 25 дм^3/мин соответственно.

Анализ приведенных данных показывает, что изменение взаимной ориентации форсунки и обогреваемой мишени существенно влияет на температурное поле в последней.

Предположение о довольно узком диапазоне температур, при котором теплопроводность можно считать постоянной при средней температуре мишени, позволило оценить температуру поверхностей нагрева и охлаждения мишени, а также

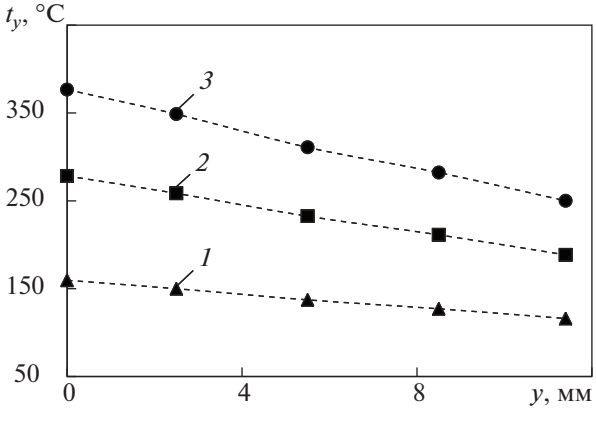

Рис. 9. Распределение температуры стенки мишени t_y по толщине y в центральном сечении для продольно-осевого модуля с симметричным расположением мишени.

Электрическая мощность $N_{эл}$, кВт: *1* – 1.2; *2* – 2.3; *3* – 3.6

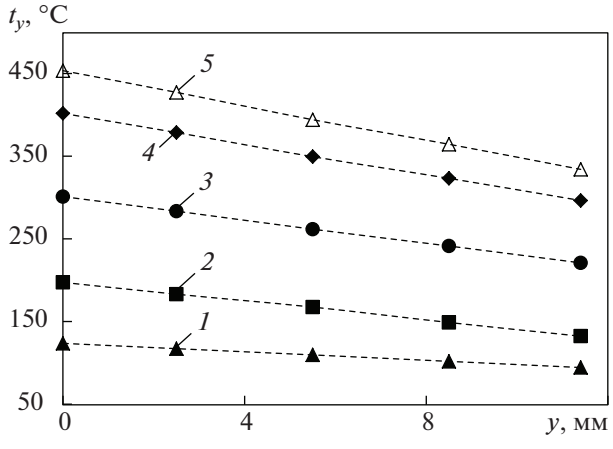

Рис. 10. Распределение температуры стенки мишени t_y по толщине y в центральном сечении для продольно-осевого модуля с асимметричным расположением мишени.

$N_{эл}$, кВт: *1* – 1.1; *2* – 2.3; *3* – 3.5; *4* – 4.6; *5* – 5.2

значения плотности теплового потока по закону Фурье [15]:

$$q = \lambda(\bar{t})\frac{t_1 - t_2}{\Delta y},$$

где $\lambda(\bar{t})$ – теплопроводность меди, Вт/(м · К); $\bar{t} = (t_1 + t_2)/2$ – средняя температура мишени, °С; t_1, t_2 – показания термопар, °С; Δy – расстояние между термопарами, м.

На рис. 12–17 представлены результаты обработки полученных данных для некоторых серий экспериментов каждого из исследовательских модулей. Погрешность представленных расчетных значений не превышает 5% для температур поверхностей охлаждения и нагрева и 14% для полученных оценок плотности теплового потока.

Приведенные графики наглядно демонстрируют снижение температуры поверхности охлаждения и рост плотности теплового потока в зависимости от ориентации форсунки. На рис. 18 представлен график зависимости температуры обогреваемой поверхности мишени в центральном сечении от температурного напора для всех использованных в экспериментах исследовательских модулей при одинаковых значениях подводимой тепловой мощности ЭЛП, а также объемных расходах компонентов теплоносителя (1.25 и 25 дм^3/мин для воды и воздуха соответственно).

Для проверки согласованности полученных результатов экспериментов были выполнены оценки тепловых потоков. К плоской поверхности мишени подводится тепловой поток электронного пучка $Q_{\text{ЭЛП}}$, который отводится диспергированным потоком теплоносителя $Q_{\text{д.п}}$. При этом возникают потери теплового потока $Q_{\text{пот}}$, связанные прежде всего с отражением электронного пучка от поверхности мишени и ее излучением. Таким образом, уравнение теплового баланса для рассматриваемого процесса теплообмена можно представить в виде

$$Q_{\text{ЭЛП}} = Q_{\text{д.п}} + Q_{\text{пот}}.$$

Плотность подводимого теплового потока определялась по показаниям силы тока I и напряжения U:

$$q_{\text{ЭЛП}} = \frac{IU}{S},$$

где S – площадь теплонагруженной поверхности мишени.

Плотность теплового потока, отводимого диспергированным потоком теплоносителя в состоянии термостабилизации, можно оценить по закону Фурье, причем отводимое количество тепла распределяется между тепловым потоком, обусловленным фазовым переходом $q_{\text{фаз.п}}$, и конвективным тепловым потоком $q_{\text{конв}}$:

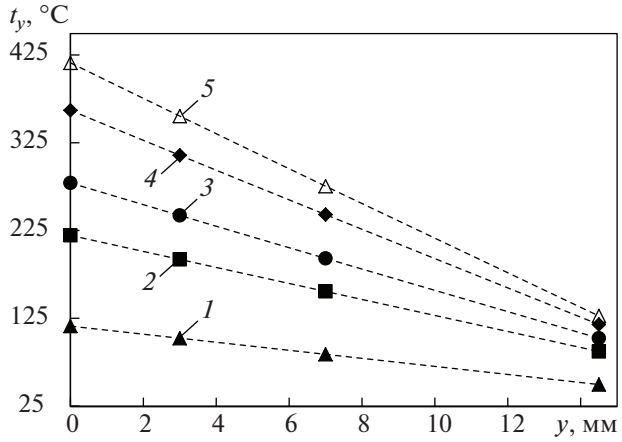

Рис. 11. Распределение температуры стенки мишени t_y по толщине y в центральном сечении для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени.
$N_{\text{эл}}$, кВт: *1* – 1.2; *2* – 2.5; *3* – 3.3; *4* – 4.5; *5* – 5.4

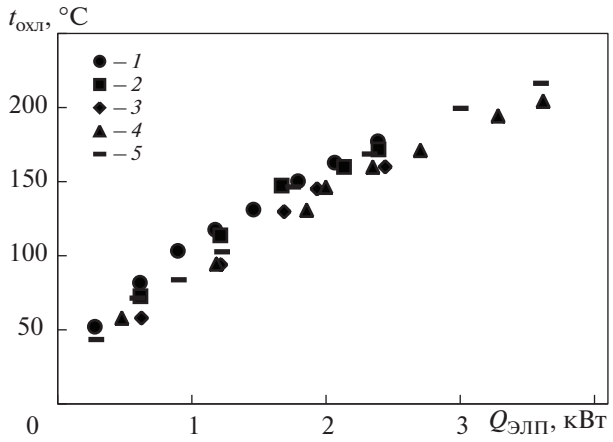

Рис. 12. Зависимость средней температуры поверхности охлаждения $\bar{t}_{\text{охл}}$ от подводимой тепловой мощности ЭЛП $Q_{\text{ЭЛП}}$ для продольно-осевого модуля с симметричным расположением мишени.
$G_{\text{ж}}/G_{\text{возд}}$, дм^3/мин: *1* – 0.5/25; *2* – 0.5/50; *3* – 1.0/25; *4* – 1.0/50; *5* – 1.3/25

$$q_{\text{д.п}} = q_{\text{фаз.п}} + q_{\text{конв}}.$$

Расчет $q_{\text{фаз.п}}$ и $q_{\text{конв}}$ выполнялся калориметрическим методом по нагреву охлаждающей воды:

$$q_{\text{фаз.п}} = G_{\text{конд}}(c_p^{\text{вых}} t_{\text{вых}} - c_p^{\text{вх}} t_{\text{вх}}),$$

где $G_{\text{конд}}$ – массовый расход воды через конденсатор, кг/с; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ – температура воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С; $c_p^{\text{вх}}$, $c_p^{\text{вых}}$ –

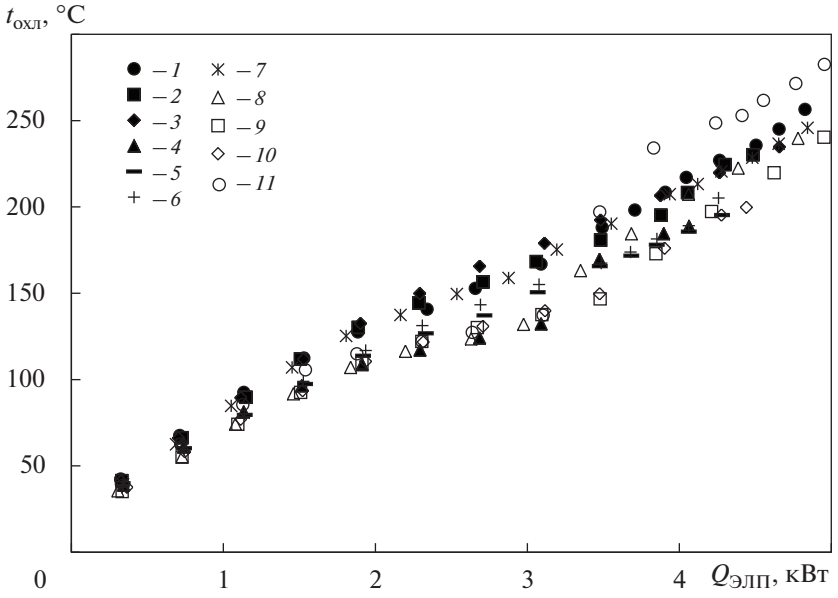

Рис. 13. Зависимость средней температуры поверхности охлаждения $\bar{t}_{охл}$ от подводимой тепловой мощности ЭЛП $Q_{ЭЛП}$ для продольно-осевого модуля с асимметричным расположением мишени.
$G_ж/G_{возд}$, дм^3/мин: *1* – 0.75/15; *2* – 0.75/25; *3* – 0.75/35; *4* – 0.75/45; *5* – 0.75/55; *6* – 0.75/65; *7* – 1.00/15; *8* – 1.00/25; *9* – 1.00/35; *10* – 1.00/45; *11* – 1.25/25

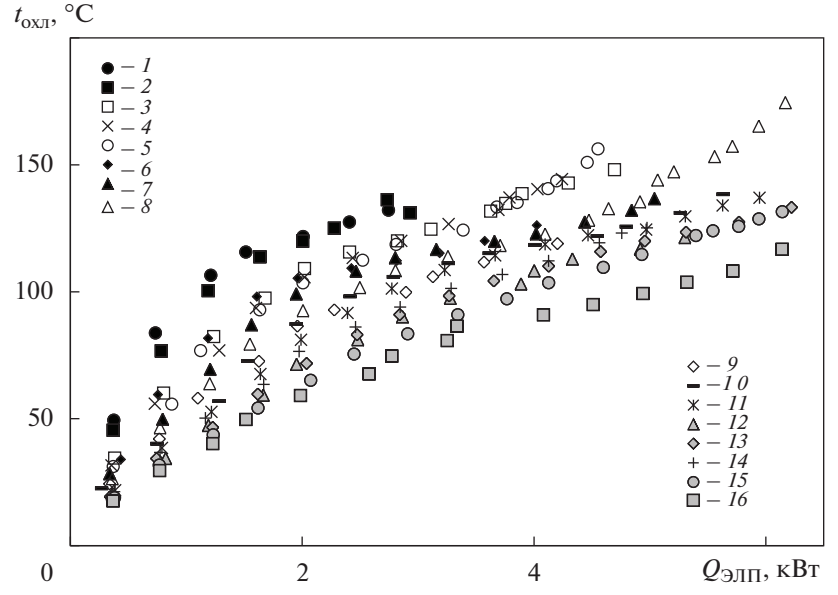

Рис. 14. Зависимость температуры поверхности охлаждения $t_{охл}$ на оси мишени от подводимой тепловой мощности ЭЛП $Q_{ЭЛП}$ для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени.
$G_ж/G_{возд}$, дм^3/мин: *1* – 0.50/15; *2* – 0.50/25; *3* – 0.50/55; *4* – 0.50/75; *5* – 0.50/95; *6* – 0.75/25; *7* – 0.75/45; *8* – 0.75/65; *9* – 1.00/15; *10* – 1.00/35; *11* – 1.00/55; *12* – 1.25/15; *13* – 1.25/35; *14* – 1.50/15; *15* – 1.50/35; *16* – 1.75/15

удельные теплоемкости воды, определяемые по температурам $t_{вх}$, $t_{вых}$, Дж/(кг · К);

$$q_{конв} = G_ж(c_{p,ж}^{вых} t_ж^{вых} - c_{p,ж}^{вх} t_ж^{вх}) + \\ + G_{возд}(c_{p,возд}^{вых} t_{возд}^{вых} - c_{p,возд}^{вх} t_{возд}^{вх}),$$

где $G_ж$, $G_{возд}$ – массовый расход воды и воздуха, кг/с; $t_ж^{вх}$, $t_{возд}^{вх}$, $t_ж^{вых}$, $t_{возд}^{вых}$ – температуры компонентов теплоносителя (воды и воздуха) на входе в камеру смешения форсунки и выходе из исследовательского модуля, °C; $c_{p,ж}^{вх}$, $c_{p,возд}^{вх}$, $c_{p,ж}^{вых}$, $c_{p,возд}^{вых}$ – удель-

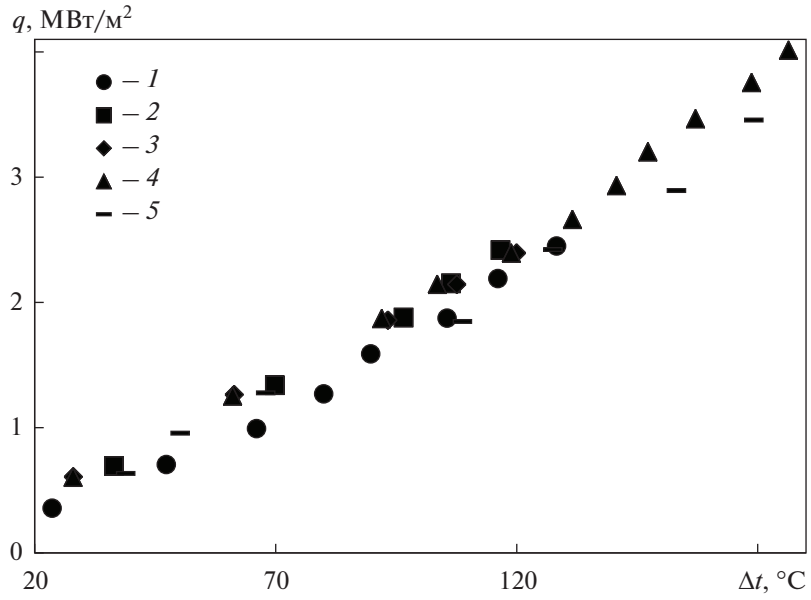

Рис. 15. Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора $\Delta t = t_{ст} - t_{ж}$ для продольно-осевого модуля с симметричным расположением мишени.
Обозначения см. рис. 12

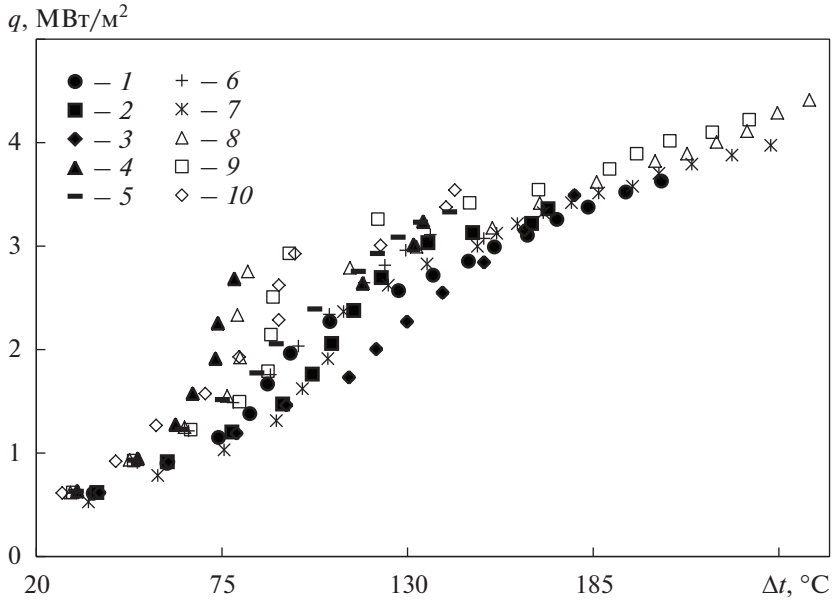

Рис. 16. Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора Δt для укороченного продольно-осевого модуля с асимметричным расположением мишени.
Обозначения см. рис. 13

ная теплоемкость компонентов теплоносителя, определенная по температурам $t_{ж}^{вх}$, $t_{возд}^{вх}$, $t_{ж}^{вых}$, $t_{возд}^{вых}$, Дж/(кг · К).

Рисунок 19 иллюстрирует сходимость уравнения теплового баланса. Представлены значения подводимой тепловой мощности ЭЛП и тепловой мощности, отводимой диспергированным потоком теплоносителя, для одного из экспериментов.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

На рис. 20–22 приводится оценка коэффициента теплоотдачи, полученного в соответствии с

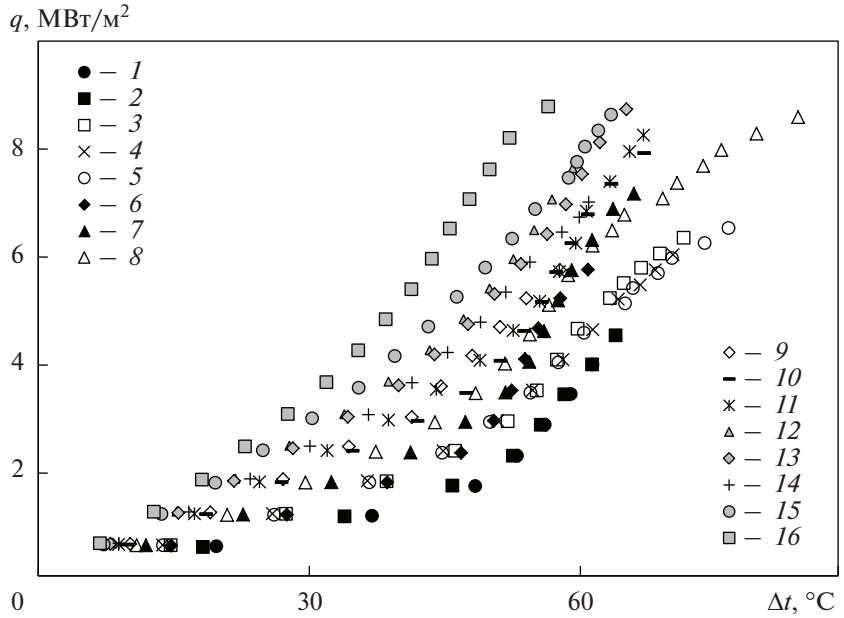

Рис. 17. Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора Δt на оси мишени для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени.
Обозначения см. рис. 14

законом Ньютона – Рихмана для рассматриваемых исследовательских модулей в зависимости от температурного напора:

$$\alpha = \frac{q}{t_{ст} - t_{ж}},$$

где q – плотность теплового потока, рассчитанная по показаниям установленных термопар, Вт/м^2; $t_{ж}$ – температура жидкости вблизи мишени, °C.

Для оценки коэффициента теплоотдачи с охлаждаемой поверхности мишеней использовалось приближение для определения температуры жидкости вблизи этой поверхности:

$$t_{ж} = \frac{t_{ст} + t_{ж}^{вх}}{2}.$$

Погрешность представленных оценок коэффициента теплоотдачи не превышает 15%.

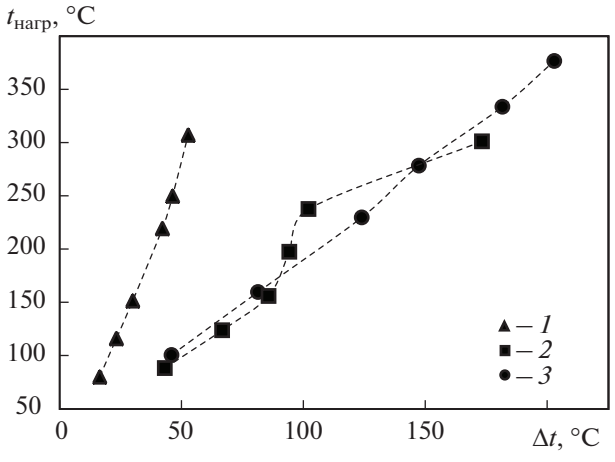

Рис. 18. Зависимость температуры обогреваемой поверхности мишени $t_{нагр}$ в центральном сечении от температурного напора Δt для различных исследовательских модулей.
Модуль: *1* – поперечный; продольно-осевой с расположением мишени: *2* – асимметричным, *3* – симметричным

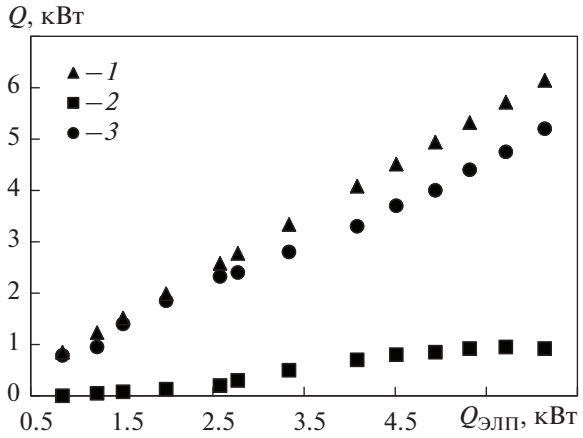

Рис. 19. Иллюстрация выполнения уравнения теплового баланса для поперечного охлаждения мишени (при расходе воды и воздуха 1.75 и 15 дм^3/мин соответственно) (Q – тепловая мощность).
1 – $q_{эл.п}$; *2* – $q_{фаз.п}$; *3* – $q_{конв}$

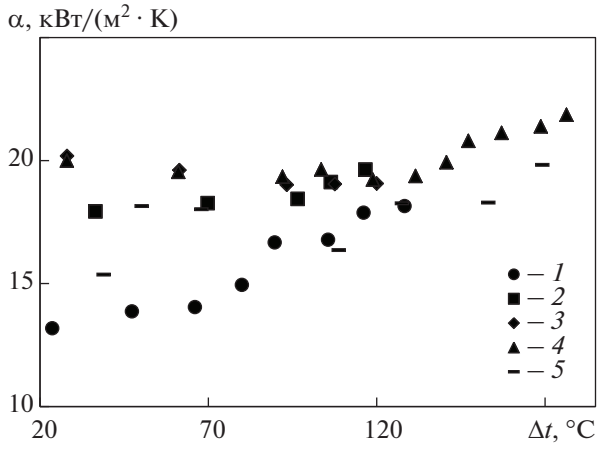

Рис. 20. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt для продольно-осевого модуля с симметричным расположением мишени. Обозначения см. рис. 12

Влияние фазового перехода на коэффициент теплоотдачи можно определить по отношению тепла, отводимого от поверхности мишени диспергированным потоком теплоносителя, к теплоте парообразования воды. На рис. 23 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от массовой доли испарившейся жидкости a для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени. Значение a вычисляется по формуле

$$a = \frac{Q_{\text{д.п}}}{L(t)G_{\text{ж}}} \times 100\%,$$

где $L(t)$ – теплота парообразования воды, Дж/кг.

Из полученных зависимостей следует, что при охлаждении диспергированным потоком в трубе существенное влияние на эффективность данного процесса оказывает своевременное развитие факела распыла. Проанализировав результаты проведенных работ, можно сделать вывод, что уменьшение расстояния от форсунки до исследовательского модуля положительно сказывается на эффективности процесса охлаждения, что может быть связано с предотвращением образования жидкой пленки на тепловоспринимающей поверхности вследствие коагуляции отдельных быстродвижущихся капель жидкости. При этом охлаждение происходит преимущественно отдельными каплями.

В процессе экспериментов, проведенных на исследовательском модуле с перпендикулярным расположением торца форсунки относительно поверхности мишени при асимметричной установке последней, наблюдался характерный рост коэффициента теплоотдачи, что указывает на наличие пузырькового кипения жидкой фазы в области обогреваемой поверхности, в отличие от симметричного расположения мишени. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи в режиме пузырькового кипения для рассматриваемого модуля зависит от гидравлических параметров форсунки – расходов воды и воздуха, что

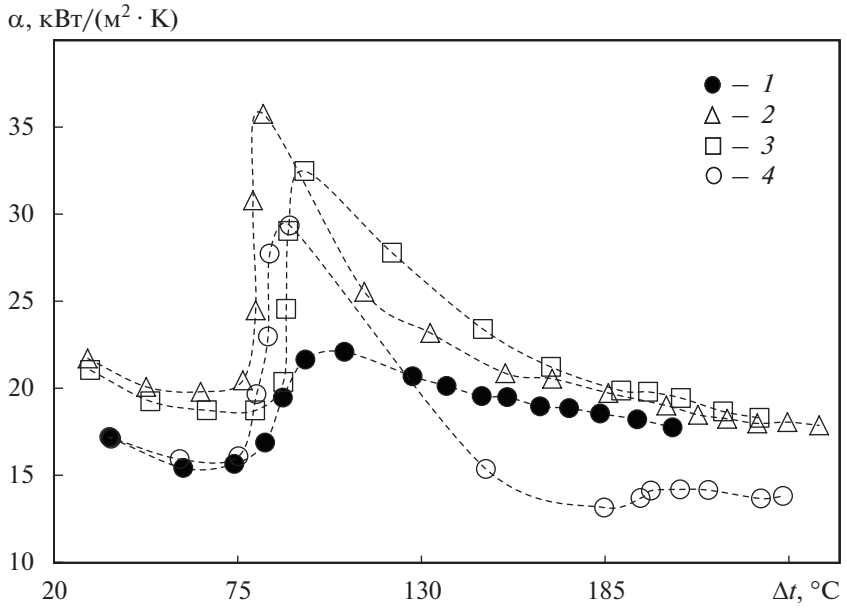

Рис. 21. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt для укороченного продольно-осевого модуля с асимметричным расположением мишени.
$G_{\text{ж}}/G_{\text{возд}}$, дм³/мин: *1* – 0.75/15; *2* – 1.00/25; *3* – 1.00/35; *4* – 1.25/25

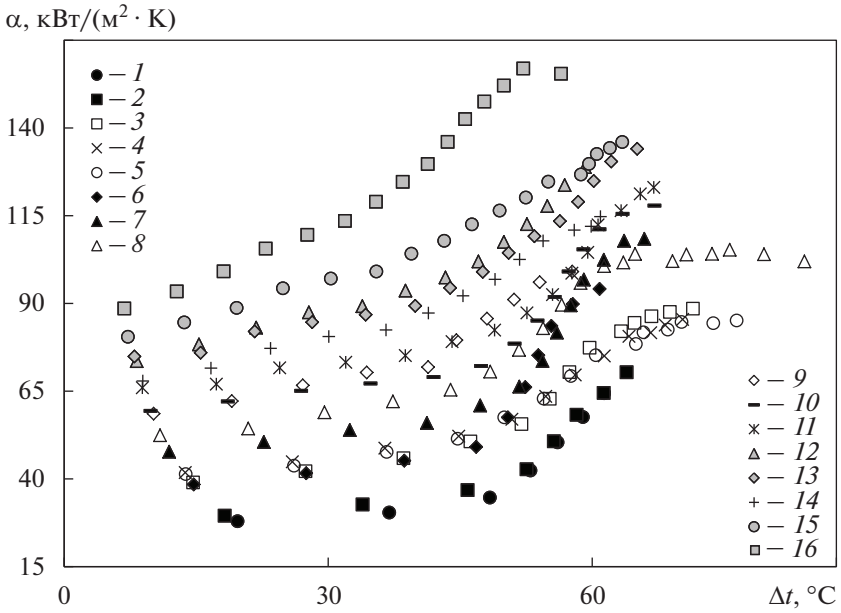

Рис. 22. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени.
Обозначения см. рис. 14

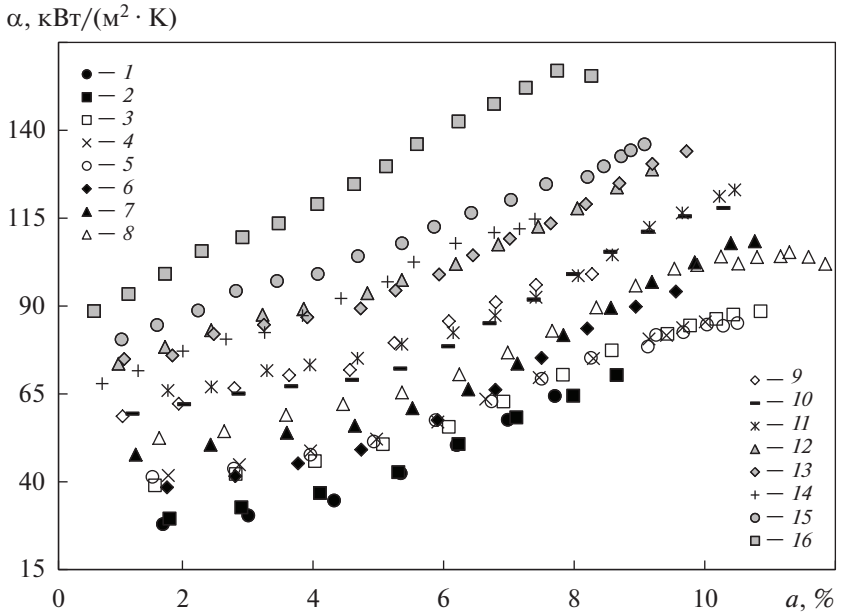

Рис. 23. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от массовой доли испарившейся жидкости *a* для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени.
Обозначения см. рис. 14

также влияет на расстояние полного раскрытия факела распыла (расстояние, на котором ширина факела уже не увеличивается).

Описание процесса взаимодействия со стенкой как отдельных компонентов, так и диспергированного потока в целом является крайне сложной задачей. Это связано, в первую очередь, с тем, что капли воды при распространении от среза сопла форсунки испытывают различные взаимодействия, такие как дробление, коагуляция, ускорение потоком воздуха, нагрев от пара и пр. Попытка описать основные параметры диспергированного потока, формируемого форсункой, сделана в работе [16].

В экспериментах с симметричным расположением мишени распыляемый теплоноситель попадает на поверхность несущих труб преждевременно. Отдельные капли, появляющиеся на поверхности, сливаются в поток жидкости и затем движутся в направлении мишени – образующееся течение имеет сложную структуру. Как считают авторы статьи, в центре потока распространяется воздух, а на периферии – пленка жидкости, толщина которой неравномерно изменяется по диаметру канала.

Исходя из полученных оценок коэффициента теплоотдачи для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности мишени, его применение можно считать наиболее предпочтительным, по сравнению с перпендикулярным расположением торца форсунки и мишени, по эффективности отведения тепловой нагрузки от теплонагруженных элементов технологических и промышленных объектов, в том числе реакторных установок. Однако выбор данного метода сопряжен с трудностями проектирования системы охлаждения, связанными с необходимостью устанавливать конденсатор или иное устройство, способное удалять образовавшийся пар из системы, и распыляющее устройство вблизи теплонагруженной поверхности, а также использовать отдельный подвод воды и воздуха по соответствующим магистралям. Решением проблемы образования пара может стать организация движения паровой фазы в область конденсации, находящуюся вдали от теплонагруженной поверхности, с помощью специальной вентиляционной системы.

ВЫВОДЫ

1. На исследовательских модулях рассмотренных конструкций было проведено более 50 серий экспериментов. Температура охлаждаемой поверхности для всех представленных серий экспериментов изменялась в диапазоне 25–300°С. Плотность теплового потока от нагреваемой мишени к диспергированному потоку теплоносителя варьировалась в пределах 0.5–9.0 МВт/м^2. Значения коэффициента теплоотдачи для всех конструкций исследовательских модулей находились в диапазоне 13–155 кВт/(м^2 · К).

2. Наиболее низкая температура охлаждаемой поверхности мишени при одинаковой тепловой нагрузке наблюдалась для исследовательского модуля, охлаждение в котором осуществлялось диспергированным потоком теплоносителя, направленным перпендикулярно поверхности мишени.

3. Установлено, что существенное влияние на охлаждение диспергированным потоком в трубе оказывает своевременное раскрытие факела распыла, которое зависит прежде всего от режимных параметров диспергированного потока и расстояния между охлаждаемой поверхностью и форсункой.

4. Температура обогреваемой поверхности мишени при одинаковой подводимой тепловой мощности для модуля с параллельным расположением торца форсунки и поверхности охлаждения примерно в 1.2–1.5 раза ниже соответствующей температуры при охлаждении исследовательским модулем с симметричным расположением мишени.

5. Изменение взаимной ориентации форсунки и обогреваемой мишени существенно влияет на температурное поле, приводимые оценки максимальных значений коэффициента теплоотдачи для модуля с перпендикулярным направлением распространения диспергированного потока к поверхности охлаждения в большинстве экспериментальных режимов выше в 1.5–5 раз аналогичных значений для охлаждения в трубе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Mudawar I.** Recent advances in high-flux, two-phase thermal management // Proc. of the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conf. Collocated with the ASME 2013 7th Intern. Conf. on Energy Sustainability, and the ASME 2013 11th Intern. Conf. on Fuel Cell Science, Engineering and Technology. Minneapolis, Minnesota, USA, 14–19 July 2013 // J. Therm. Sci. Eng. Appl. 2013. V. 5. Is. 2. P. 021012. https://doi.org/10.1115/HT2013-17046
2. **Innovative** method of cooling and thermostabilization of tokamak elements with capillary-porous structures: Report on the Intern. Conf. “Problems of Thermal Physics and Power Engineering” (PTPPE-2017), Moscow, Russia, 9–11 Oct. 2017 / S.V. Mirnov, A.T. Komov, I.E. Lyublinski, A.N. Varava, A.V. Dedov, A.V. Zakharenkov, Y.V. Smorchkova // J. Phys.: Conf. Ser. 2017. V. 891. P. 012152. https://doi.org/10.1088/1742-6596/891/1/012152
3. **Будаев В.П.** Результаты испытаний вольфрамовых мишеней дивертора при мощных плазменно-тепловых нагрузках, ожидаемых в ИТЭР и токамаках реакторного масштаба (обзор) // ВАНТ. Сер.: Термоядерный синтез. 2015. Т. 38. Вып. 4. С. 5–33.
4. **Филатов О.Г.** Расчетные, проектные и технологические разработки термоядерных установок и реакторов типа токамак: дис. ... докт. физ.-мат. наук. М.: РНЦ “Курчатовский институт”, 2009.
5. **Hsieh C.-C., Yao S.-C.** Evaporative heat transfer characteristics of a water spray on micro-structured silicon surfaces // Int. J. Heat Mass Transfer. 2006. V. 49. Is. 5–6. P. 962–974. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.013
6. **Rybicki J.R., Mudawar I.** Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays // Int. J. Heat Mass Transfer. 2006. V. 49. Is. 1–2. P. 5–16. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.040

7. **Estes K.A., Mudawar I.** Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces // Int. J. Heat Mass Transfer. 1995. V. 38. Is. 16. P. 2985–2996. https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00046-C
8. **Mugele R.A., Evans H.D.** Droplet size distribution in sprays // Ind. Eng. Chem. 1951. V. 43. Is. 6. P. 1317–1324. https://doi.org/10.1021/ie50498a023
9. **Pais M.R., Chow L.C., Mahefkey E.T.** Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling // J. Heat Transfer. 1992. V. 114. Is. 1. P. 211–219. https://doi.org/10.1115/1.2911248
10. **Experimental** characterization of heat transfer in non-boiling spray cooling with two nozzles / Y. Tao, X. Huai, L. Wang, Z. Guo // Appl. Therm. Eng. 2011. V. 31. Is. 10. P. 1790–1797. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.025
11. **Hsieh S.-S., Hsu Y.-F., Wang M.-L.** A microspray-based cooling system for high powered LEDs // Energy Convers. Manage. 2014. V. 78. P. 338–346. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.066
12. **Experimental** study on the effects of spray inclination on water spray cooling performance in non-boiling regime / Y. Wang, M. Liu, D. Liu, K. Xu, Y. Chen // Exp. Therm. Fluid Sci. 2010. V. 34. Is. 7. P. 933–942. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.02.010
13. **The influence** of spray inclination angle on the ultra fast cooling of steel plate in spray cooling condition / T.L. Fu, Z.D. Wang, X.T. Deng, G.H. Liu, G.D. Wang // Appl. Therm. Eng. 2015. V. 78. P. 500–506. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.033
14. **Visaria M., Mudawar I.** Theoretical and experimental study of the effects of spray inclination on two-phase spray cooling and critical heat flux // Int. J. Heat Mass Transfer. 2008. V. 51. Is. 9–10. P. 2398–2410. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.08.010
15. **Охлаждение** диспергированным потоком поверхности, подверженной высокой тепловой нагрузке / А.С. Демидов, А.В. Захаренков, А.Т. Комов, Д.А. Тупотилов, А.В. Дедов, Д.А. Гроо, А.В. Вертков, М.Ю. Жарков // ВАНТ. Сер.: Термоядерный синтез. 2023. Т. 46. Вып. 2. С. 53.
16. **Процессы** в факеле распыла теплоносителя / А.Т. Комов, А.В. Захаренков, В.В. Толмачев, В.С. Штелинг // ТВТ. 2023. Т. 61. № 3. С. 410–418. https://doi.org/10.31857/S0040364423020102

Analysis of the Effectiveness of Cooling a High-Temperature Surface with a Dispersed Coolant Flow

D. A. Groo[a], *, A. S. Demidov[a], A. V. Zakharenkov[a], A. L. Tupotilov[a], and A. T. Komov[a]

[a] National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

**e-mail: GrooDA@mpei.ru*

Abstract—The results of practical work on cooling heated targets of research modules of various designs with a dispersed coolant flow are presented. A brief description of the experimental stand and its main systems, nozzle designs and modules are given, allowing for the implementation of different cooling schemes: with parallel and perpendicular arrangement of the nozzle end and the target surface. Temperature fields of heated targets were obtained depending on thermal loads and water and air flow rates. Primary processing of experimental data was carried out, during which the temperature values on the heating and cooling surfaces were determined. Graphs of the dependence of the temperatures of these surfaces on the supplied thermal power for research modules of various designs are shown. The heat-flux density from the cooled surface of the heated target to the dispersed coolant flow and the heat-transfer coefficient were estimated. The dependences of the heat-flux density and heat-transfer coefficient on the temperature difference between the wall and liquid for different designs of cooling systems are shown graphically. An assessment was made of the proportion of heat removed from the heat-loaded elements of the proposed structures through a phase transition. A dependence has been obtained that characterizes the effect of the phase transition on the heat-transfer coefficient. It is shown that the mutual orientation of the nozzle and the heated surface significantly affects the limiting value of the heat-flux density removed from the target in the thermal stabilization mode. It has been established that the cooling efficiency of a dispersed coolant flow with a perpendicular arrangement of the nozzle end and the target surface depends to a large extent on the timely opening of the spray plume, determined mainly by the operating parameters and the distance from the nozzle end to the target.

Keywords: dispersed flow, two-component coolant, pneumatic nozzle, torch opening angle, experiment, heated target, temperature difference, heat-flux density, heat-transfer coefficient, phase transition