

УДК 536.248.2

## **Режимы теплообмена и критический тепловой поток при спрейном охлаждении с использованием недогретой воды\***

**И.В. Владыко<sup>1</sup>, А.С. Суртаев<sup>1,2</sup>, Н.Б. Миськив<sup>1,2</sup>, А.В. Михайлов<sup>2</sup>,  
А.Д. Назаров<sup>1,2</sup>, А.Н. Павленко<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Новосибирский государственный университет*

<sup>2</sup>*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск*

E-mail: surtaevas@gmail.com

В статье представлены результаты экспериментального исследования теплообмена и критического теплового потока при охлаждении поверхности диспергированным потоком глубоко недогретой жидкости. Исследование выполнено с использованием однофазной форсунки с массовым расходом воды 24,2 г/с. В опытах достигнуто рекордное значение критического теплового потока для спрейного охлаждения — 13,2 МВт/м<sup>2</sup>. Продемонстрировано, что при развитии кипения в пленке жидкости, формируемой при спрейном орошении на импактной поверхности, происходит значительное уменьшение степени неравномерности температурного поля нагреваемого элемента.

**Ключевые слова:** спрейное охлаждение, критический тепловой поток, недогретая жидкость, инфракрасная термография.

В настоящее время вопрос эффективного охлаждения поверхности становится все более актуальным в связи с постоянным увеличением тепловой нагрузки, наблюдаемым в различных отраслях промышленности, таких как электроника, аэрокосмическая промышленность, металлургия и биомедицина [1]. В частности, в современной микроэлектронике тренд, связанный с миниатюризацией электронных компонентов и увеличением их концентрации на единицу площади, приводит ко все более возрастающим требованиям к системам охлаждения. Например, средний по поверхности тепловой поток в современных процессорах может составлять до 1,1 МВт/м<sup>2</sup>, однако возможно локальное тепловыделение в 6–10 раз больше среднего значения [2]. Для отвода высоких тепловых потоков от устройств, используемых в указанных приложениях, выделяют несколько наиболее эффективных схем двухфазного охлаждения. К ним относятся мини-/микроканальные двухфазные системы, струйные и спрейные методы охлаждения [3]. За последние три

---

\* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 22-19-00581).

десятилетия были достигнуты впечатляющие результаты по повышению интенсивности теплопередачи и значений критического теплового потока (КТП) для каждого из перечисленных методов, подробный обзор которых представлен в работе [4]. Так, в исследовании [5] было достигнуто  $17 \text{ МВт/м}^2$  с поверхности площадью  $10 \text{ см}^2$  с помощью 14 струй мелкого диаметра со скоростью жидкости  $47 \text{ м/с}$  (расход воды  $\sim 4 \text{ кг/с}$ ). В работе [6] было показано, что с помощью микроканальных систем можно безопасно отводить до  $14,5 \text{ МВт/м}^2$  тепла из зоны нагрева диаметром  $19 \text{ мм}$  при расходе жидкости  $70 \text{ г/с}$ . Авторам работы [7] удалось отвести максимальный тепловой поток  $12 \text{ МВт/м}^2$  с нагревателя размером  $1 \text{ см}^2$  при использовании диспергированного газо-жидкостного потока, формируемого двухфазной форсункой, со скоростью капель до  $31 \text{ м/с}$ . Анализ литературы показывает, что спрейное охлаждение остается одним из наиболее перспективных методов охлаждения в силу меньшего расхода жидкости по сравнению со струйным и меньших технических требований к системе по сравнению с микроканальными теплообменниками. Однако на сегодняшний день массив экспериментальных данных по теплообмену и критическим тепловым потокам при спрейном охлаждении с кипением жидкости весьма ограничен, что порой не позволяет надежно предсказывать их значения в различных режимах с использованием существующих корреляций.

В настоящей работе для исследования характеристик теплообмена и КТП при спрейном охлаждении использовалась установка, схема которой представлена на рис. 1. Она включает в себя четыре основные секции: контур подачи рабочей жидкости, распылительную форсунку, нагреватель и высокоскоростную инфракрасную камеру (ИК). Подача жидкости осуществляется путем создания избыточного давления в накопительном баке. Эксперименты проводились с использованием однофазной форсунки DA12.100.M1.YA с углом распыла  $30^\circ$  при расходе жидкости  $24,2 \text{ г/с}$  и расстоянии между форсункой и поверхностью  $13 \text{ мм}$ . Результаты исследования [8] позволили установить, что данная комбинация параметров обеспечивает максимальную эффективность теплоотдачи в условиях спрейного охлаждения без кипения, вследствие чего указанные параметры были

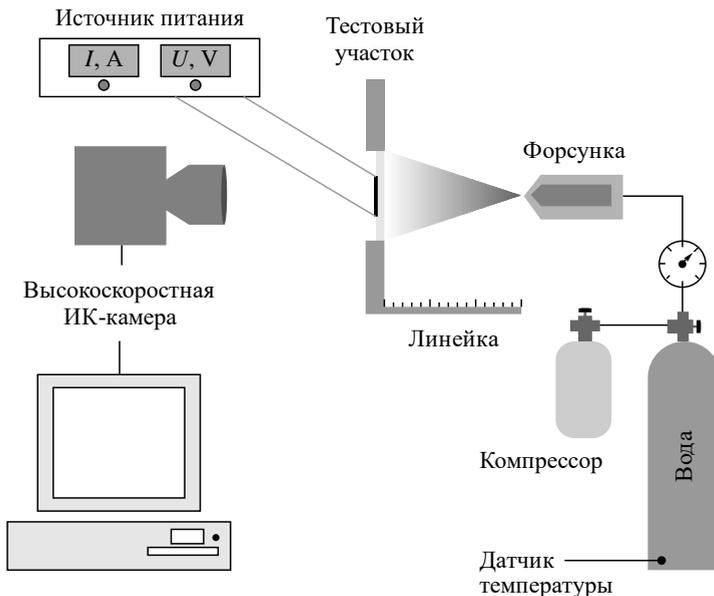


Рис. 1. Принципиальная схема установки.

выбраны для проведения настоящего исследования. В качестве теплоотдающей поверхности использовалась подложка из монокристаллического кремния размером  $46 \times 36 \text{ мм}^2$  и толщиной 460 мкм с напыленным с обратной стороны тонкопленочным нагревателем из оксида индия-олова (ИТО) толщиной 1 мкм и площадью  $13 \times 13 \text{ мм}^2$  (см. рис. 2). Подобная конструкция нагревательного элемента успешно зарекомендовала себя применительно к исследованиям теплообмена и развития кризисных явлений при кипении жидкости в условиях большого объема [9]. Для измерения температурного поля нагревательной поверхности проводилась тепловизионная съемка с помощью ИК-камеры FLIR X6530sc с частотой 1,5 кГц, разрешением  $128 \times 160$  и временем экспозиции 50 мкс. Плотность теплового потока  $q$  определялась как произведение тока, проходящего через пленку ИТО, и разность потенциалов между серебряными токоподводами, нормированное на площадь нагревателя. При расчете коэффициента теплоотдачи  $h$  полученные значения полей температур усреднялись по времени записи и по всей площади нагревателя. Так как наблюдение проводилось с обратной стороны нагревателя, все значения температуры со стороны импактной поверхности  $T_s$  восстанавливались с учетом закона теплопроводности Фурье. Температура жидкости  $T_l$  в баке измерялась с помощью платинового термосопротивления с точностью 0,3 %. Таким образом, ошибки измерения плотности теплового потока, температуры импактной поверхности и коэффициента теплоотдачи не превышали 1,8, 3,6 и 5,4 % соответственно. Подробное описание методов измерения представлено в работе [8].

В рамках исследования также были проведены расчеты утечек тепла. Отметим, что тепло отводится от тонкопленочного ИТО-нагревателя за счет конвекции с обратной стороны, излучения, стоков через боковые торцы подложки из кремния и спреиноного охлаждения. Однако первые два механизма пренебрежимо малы, поскольку свободная конвекция дает не более  $14 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , а излучение — менее  $12 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ . Для оценки торцевых потерь был проведен численный расчет распространения тепла в модельной системе, повторяющей нагреватель на рис. 2. Модель включала в себя следующие граничные условия: постоянная температура на боковых гранях кремниевой пластины, равная начальной температуре жидкости, и температура ИТО-пленки, равная средней по поверхности для заданного теплового потока (условия I рода); постоянный тепловой поток через ИТО-пленку (условие II рода); коэффициент теплоотдачи на импактной поверхности (условие III рода). Результаты вычислений показали, что не более 14 % от установленного теплового потока приходится на боковые стоки. Таким образом, при расчете теплового потока, отводимого в результате спреиноного орошения, и коэффициента теплоотдачи тепловые потери были учтены.

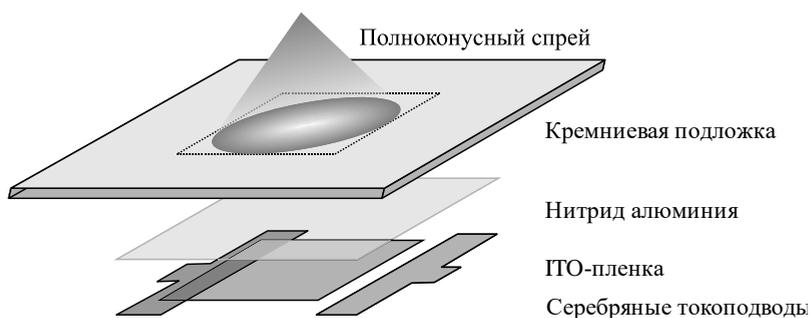


Рис. 2. Конструкция нагревательного элемента.

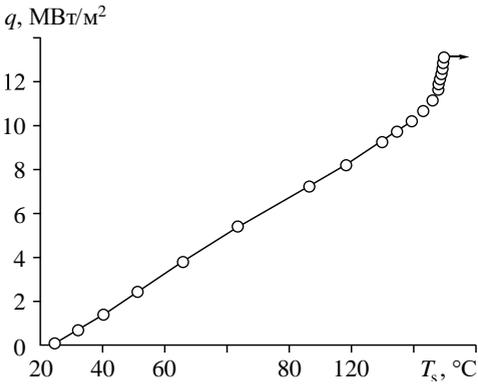


Рис. 3. Зависимость плотности теплового потока от температуры охлаждаемой поверхности при спрейном орошении при расходе и начальной температуре жидкости, равных 24,2 г/с и 20 °С соответственно.

На рис. 3 представлена зависимость плотности теплового потока  $q$  от температуры импактной поверхности  $T_s$ . Из графика видно, что существуют две области с различным углом наклона кривой. Это свидетельствует о разных режимах теплообмена при спрейном орошении в зависимости от плотности теплового потока  $q$ . Характерный изгиб кривой теплообмена наблюдается при тепловом потоке порядка  $10 \text{ MW/m}^2$  и перегреве стенки относительно температуры насыщения при нормальных условиях  $39,3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Столь высокий перегрев стенки, соответствующий смене режимов, связан с подавлением кипения в пленке из-за значительной степени недогрева жидкости, орошающей поверхность (80 К), относительно высокого массового расхода и малой толщины пленки жидкости. Также основным результатом работы является достижение значения критической тепловой нагрузки  $q_{кр} = 13,2 \text{ MW/m}^2$ , рекордного для систем со спрейным охлаждением. В частности, в исследовании [7] максимальные тепловые потоки, отводимые при спрейном охлаждении водой при начальной температуре  $29 \text{ }^\circ\text{C}$  при использовании двухфазной форсунки, не превышали  $12 \text{ MW/m}^2$ . Отметим также, что установленное значение КТП превышает теоретическое значение, равное  $5,5 \text{ MW/m}^2$ , полученное согласно модели С.С. Кутателадзе [10] для условия кипения жидкости в большом объеме при недогреве 80 К.

Представляется интересным отдельно рассмотреть эволюцию поля температур нагревательной поверхности с ростом плотности теплового потока. В частности, на рис. 4а приведены распределения температуры вдоль диагонали импактной поверхности при различных тепловых потоках. Видно, что в режиме конвективного теплообмена профиль температуры имеет W-образную форму, что было отмечено в работе [8], при этом абсолютные значения и разность между максимальной и минимальной температурами

На рис. 3 представлена зависимость плотности теплового потока  $q$  от температуры импактной поверхности  $T_s$ . Из графика видно, что существуют две области с различным углом наклона кривой. Это свидетельствует о разных режимах теплообмена при спрейном орошении в зависимости от плотности теплового потока  $q$ . Характерный изгиб кривой теплообмена наблюдается при тепловом потоке порядка  $10 \text{ MW/m}^2$  и перегреве стенки относительно температуры насыщения при нормальных условиях  $39,3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Столь высокий перегрев стенки, соответствующий смене режимов, связан с подавлением кипения в пленке из-за значительной степени недогрева жидкости, орошающей поверхность (80 К), относительно высокого массового расхода и малой толщины пленки жидкости. Также основным результатом работы является достижение значения критической тепловой нагрузки  $q_{кр} = 13,2 \text{ MW/m}^2$ , рекордного для систем со спрейным охлаждением. В частности, в исследовании [7] максимальные тепловые потоки, отводимые при спрейном охлаждении водой при начальной температуре  $29 \text{ }^\circ\text{C}$  при использовании двухфазной форсунки, не превышали  $12 \text{ MW/m}^2$ . Отметим также, что установленное значение КТП превышает теоретическое значение, равное  $5,5 \text{ MW/m}^2$ , полученное согласно модели С.С. Кутателадзе [10] для условия кипения жидкости в большом объеме при недогреве 80 К.

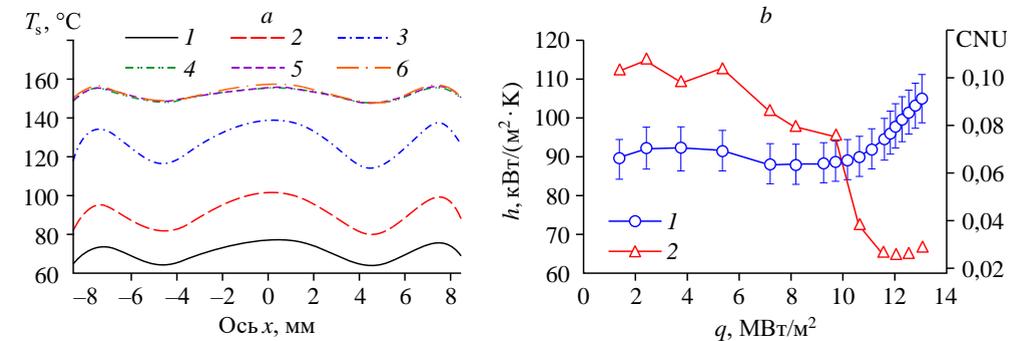


Рис. 4. Профили температуры вдоль диагонали поверхности нагревателя при различных тепловых потоках (а); зависимость коэффициента теплоотдачи  $h$  (1) и параметра неравномерности охлаждения CNU (2) от плотности теплового потока (б).

$a$ : 3,8 (1), 5,3 (2), 8,2 (3), 11,6 (4), 12 (5), 12,6 (6)  $\text{MW/m}^2$ .

растут пропорционально росту  $q$ . Неравномерность профиля температуры обусловлена как неравномерностью распределения плотности потока жидкости по факелу конуса диспергированного потока, так и наличием интенсивного теплоотвода в области тонкой пленки жидкости, образующейся за факелом распыла (рис. 4а). При переходе в режим интенсивного кипения появление и рост паровых пузырей приводит к увеличению интенсивности теплообмена и, соответственно, к снижению скорости роста температуры стенки с увеличением теплового потока, а также выравниванию поля температур. Дальнейший рост  $q$  не приводит к значительным изменениям поля температур, что связано с увеличением плотности центров парообразования.

Для демонстрации влияния режима теплообмена на равномерность температурного поля теплоотдающей поверхности были проведены оценки параметра неравномерности охлаждения CNU (Cooling Non-Uniformity), предложенного в работе [11]:

$$\text{CNU} = \frac{1}{N} \sum \frac{|\bar{T}_s - T_s|}{T_s - T_1}, \quad (1)$$

где  $\bar{T}_s, T_s, T_1$  — средняя температура поверхности, локальное значение температуры поверхности и температура жидкости соответственно. Параметр CNU определяется как среднее от отношения разницы локальной и усредненной температур поверхности к перегреву стенки. Для наглядного сопоставления результатов исследования на рис. 4б представлены две экспериментальные кривые в зависимости от плотности теплового потока: зависимость коэффициента теплоотдачи  $h$  и CNU. Из графика видно, что при тепловых потоках до  $\sim 10 \text{ МВт/м}^2$  параметр CNU незначительно уменьшается (в пределах 20 %) с увеличением плотности теплового потока. С другой стороны, в этой области тепловых потоков коэффициент теплообмена остается практически постоянным и в среднем составляет  $90 \text{ кВт/м}^2 \text{ К}$ . Однако при достижении тепловым потоком значения  $q = 10,3 \text{ МВт/м}^2$  наблюдается резкое снижение величины параметра неравномерности охлаждения CNU — более чем в два раза. При этом точка перехода совпадает с границей между режимами конвективного теплообмена и кипения, о чем явно свидетельствует изменение зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока. Как видно из рис. 4б, при тепловых потоках  $q > 10 \text{ МВт/м}^2$  коэффициент теплоотдачи монотонно растет с увеличением мощности тепловыделения, что качественно согласуется с классическим поведением коэффициента теплоотдачи в зависимости от плотности теплового потока при кипении жидкости в условиях свободной конвекции.

Таким образом, в ходе экспериментального исследования установлено новое рекордное значение критического теплового потока (КТП) при спрейном охлаждении —  $13,2 \text{ МВт/м}^2$ . Также экспериментально обнаружено заметное снижение степени неравномерности температурного поля при переходе из режима конвективного теплообмена в режим пузырькового кипения при спрейном охлаждении тепловыделяющей поверхности. Актуальность полученных результатов выражается не только в возможности их использования для развития высокоэффективных методов охлаждения теплонапряженных устройств, начиная с современных микрочипов и заканчивая элементами термоядерных реакторов [12], они также позволяют лучше понять ключевые особенности развития различных режимов теплообмена и кризисных явлений при спрейном орошении, на базе которых будут созданы более точные предсказательные модели для моделирования спрейного охлаждения.

### Список литературы

1. Zhang T., Mo Z., Xu X., Liu X., Chen H., Han Z., Yan Y., Jin Y. Advanced study of spray cooling: from theories to applications // *Energies*. 2022. Vol. 15, Iss. 23. P. 9219–1–9219–40.
2. Sarkar S., Gupta R., Roy T., Ganguly R. Review of jet impingement cooling of electronic devices: Emerging role of surface engineering // *Intern. J. Heat Mass Transf.* 2023. Vol. 206. P. 123888–1–123888–23.
3. Liang G., Mudawar I. Review of spray cooling. P. 1. Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux // *Intern. J. Heat Mass Transf.* 2017. Vol. 115. P. 1174–1205.
4. Ebadian M.A., Lin C.X. A review of high-heat-flux heat removal technologies // *J. Heat Transfer*. 2011. Vol. 133, No. 11. P. 110801–1–110801–11.
5. Oh C.H., Lienhard J.H., Younis H.F., Dabhura R.S., Michels D. Liquid jet-array cooling modules for high heat fluxes // *AIChE J.* 1998. Vol. 44, No. 4. P. 769–779.
6. Hirshfeld H., Silverman I., Arenshtam A., Kijel D., Nagler A. High heat flux cooling of accelerator targets with micro-channels // *Nucl. Instrum. Methods Phys. Res. A*. 2006. Vol. 562, No. 2. P. 903–905.
7. 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. Vol. 114, No. 1. P. 211–219.
8. Surtaev A., Vladyko I., Miskiv N., Serdykov V., Pavlenko K. Exploring heat transfer efficiency in non-boiling spray cooling // *Intern. J. Thermofluids*. 2023. Vol. 20. P. 100504–1–100504–11.
9. Малахов И.П., Сердюков В.С., Сафонов А.И., Старинский С.В., Родионов А.А., Суртаев А.С. Интенсификация теплообмена и повышение критического теплового потока при кипении на бифильной поверхности кремния // *Теплофизика и аэромеханика*. 2024. Т. 30, № 1. С. 205–209.
10. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. 5-е перераб. и доп. изд. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
11. Xia Y., Gao X., Li R. Management of surface cooling non-uniformity in spray cooling // *Appl. Thermal Eng.* 2020. Vol. 180. P. 115819–1–115819–14.
12. Захаренков А.В., Локтионов В.Д., Дедов А.В., Люблинский И.Е., Вертков А.В., Демидов А.С., Журавлев К.В., Польский В.И. Применение диспергированного газожидкостного потока для охлаждения энергонапряженных элементов конструкции токамака // *ВАНТ. Сер.: Термоядерный синтез*. 2021. Т. 44, № 4. С. 54–62.

*Статья поступила в редакцию 9 ноября 2023 г.,  
после доработки — 17 ноября 2023 г.,  
принята к публикации 21 ноября 2023 г.*