

03.1;03.2

Влияние расположения затопленных импактных микроструй на конвективный теплообмен при охлаждении теплонапряженной поверхности водой и диэлектрической жидкостью

© В.В. Кузнецов, А.С. Шамирзаев, А.С. Мордовской

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия
E-mail: vladkuz@itp.nsc.ru

Поступило в Редакцию 26 октября 2022 г.

В окончательной редакции 14 ноября 2022 г.

Принято к публикации 14 ноября 2022 г.

Экспериментально исследована теплоотдача при охлаждении теплонапряженной поверхности в канале малого размера кольцевыми и распределенным массивами затопленных импактных микроструй воды и диэлектрической жидкости Novac 7100. Экспериментальный участок представляет собой медный блок, охлаждаемый массивом микроструй, истекающих из сопел диаметром 174, 327 μm , расположенных на расстоянии 1 mm от поверхности нагревателя. Установлено, что применение локализованных массивов микроструй позволяет получить эффективное охлаждение теплонапряженной поверхности при затратах энергии на прокачку теплоносителя, сравнимых с затратами энергии для распределенных микроструй.

Ключевые слова: конвективный теплообмен, импактная микроструя, вода, диэлектрическая жидкость.

DOI: 10.21883/PJTF.2023.02.54283.19405

Уменьшение размеров электронного оборудования и увеличение его мощности обуславливают необходимость разработки новых методов охлаждения устройств с высокой локализацией зон тепловыделения. Для современных компьютерных микропроцессоров тепловыделение превышает 100 W/cm², а для лазеров, СВЧ-приборов и радаров достигает 1000 W/cm² [1]. В таких условиях традиционные способы воздушного охлаждения неприменимы и заменяются активными однофазными и двухфазными системами охлаждения. Одним из наиболее эффективных методов однофазного охлаждения является применение затопленных импактных микроструй, сопла которых расположены на малом расстоянии от теплообменной поверхности [2]. Такое охлаждение широко используется в последнее время для охлаждения компьютерных микропроцессоров, радиопередатчиков, оптических устройств и в других технологиях [3,4]. Для интенсификации процессов теплообмена применяются закрученные и возбужденные струи, а также добавки наночастиц, которые увеличивают теплопроводность жидкости [5,6].

В литературе имеется достаточно большое число исследований, в которых рассмотрен теплообмен при натекании затопленных струй на нагреваемую поверхность [7,8], но существенно меньше публикаций по теплообмену при натекании распределенных массивов микроструй [2,9,10]. Применение таких струй позволяет существенно увеличить отводимые тепловые потоки, и для нагревателя размером 80 × 80 μm и диаметра сопел 112 μm в [2] достигнуты тепловые потоки до 1100 W/cm² при температурном напоре меньше 30°C и расстоянии между соплами и тепловыделяющей поверхностью, равном 250 μm .

Охлаждение мощной электроники распределенными импактными микроструями имеет недостатки при практическом применении. Максимальный теплоотвод наблюдается в зоне натекания струи, а для пристенной струи теплоотвод снижается. Поэтому для повышения теплоотдачи применяются высокоплотные микроструи, что существенно увеличивает затраты энергии на прокачку теплоносителя и усложняет конструкцию системы отвода жидкости. Вместе с тем теплоотдача в пристенной струе на расстоянии до 15 диаметров струи остается значительной и может быть эффективно использована для отвода высоких тепловых потоков. Это позволяет применить локализованные массивы микроструй для достижения высоких коэффициентов теплоотдачи при малых затратах на прокачку теплоносителя и освободить центральную часть поверхности от ударного воздействия струй.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование теплообмена при охлаждении теплонапряженной поверхности кольцевыми массивами микроструй, а также сравнение полученных данных по теплоотдаче и затратам на прокачку теплоносителя с полученными для высокоплотного распределенного массива микроструй. Эксперименты проводились с использованием дистиллированной воды и диэлектрической жидкости Novac 7100. При температуре 20°C кинематическая вязкость ν для Novac 7100 и воды составляет 0.488 и 1.002 mm²/s, теплопроводность λ для Novac 7100 и воды равна 0.07 и 0.6 W/(m · K) соответственно.

Экспериментальный стенд для исследования микроструйного охлаждения представляет собой замкнутый контур, содержащий плунжерный насос, демпфер пульсаций давления, фильтр, турбинный датчик расхода,

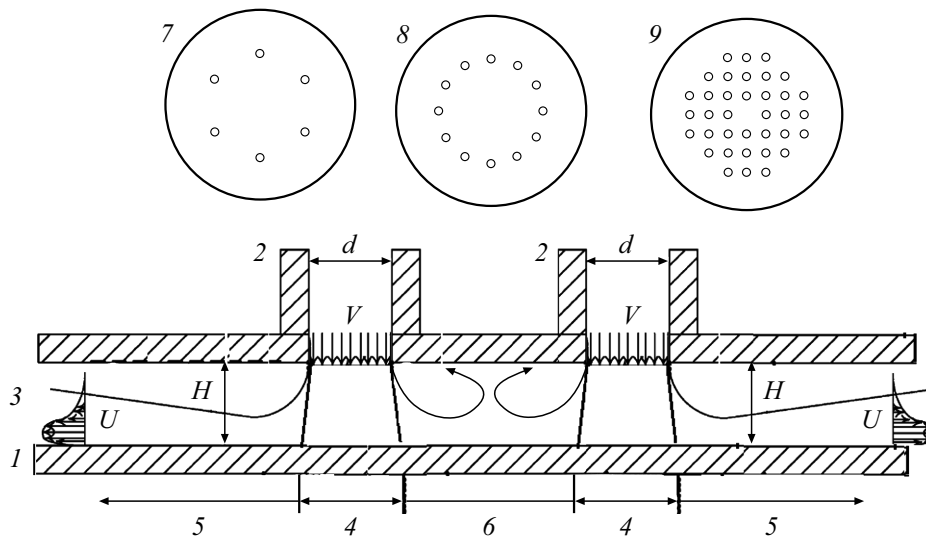


Рис. 1. Схема охлаждения затопленными импактными струями. 1 — поверхность медного блока, 2 — сопло для формирования микроструй, 3 — канал, в котором отводится жидкость, 4 — область натекания струи на поверхность, 5 — пристенная струя, 6 — область взаимодействия пристенных струй, 7 — формирователь массива из 6 струй, 8 — формирователь массива из 12 струй, 9 — формирователь массива из 36 струй.

теплообменник, задающий температуру охлаждающей жидкости, рабочий участок и охладитель жидкости. Дополнительный водяной контур с термостатом задает температуру охлаждающей жидкости.

Тепловыделяющий элемент рабочего участка изготовлен из меди марки М1. В нижней части медного блока длиной 8 см и диаметром 4 см вмонтированы шесть нагревательных картриджей с максимальной мощностью 1200 W. Верхняя часть медного блока выполнена в виде цилиндра с диаметром 1 см и длиной 1 см, на внешнюю поверхность которого нанесено гальваническое покрытие из никеля толщиной 5 мкм. Она охлаждается массивом микроструй, как показано на рис. 1.

Для определения теплового потока и температуры теплонапряженной поверхности вдоль оси малого цилиндра размещены четыре изолированные термопары диаметром 0,5 мм на расстояниях 1,02, 3,75, 5,94, 8,72 мм от внешней охлаждаемой поверхности. Калибровка термопар проводилась по образцовому платиновому термометру. Боковая поверхность малого цилиндра изолирована фторопластовой шайбой для уменьшения тепловых потерь. Дисбаланс между тепловым потоком, определенным по мощности нагревательных картриджей с учетом теплотерь и по градиенту температуры, не превышал 4%.

Формирователь микроструй представляет собой камеру, в которую помещается сменная латунная головка с отверстиями, определяющими диаметр струй. Отверстия расположены по кругу, образуя кольцевой локализованный или распределенный массивы микроструй в канале высотой 1 мм, как показано на рис. 1. Толщина стенки латунной головки равна 0,75 мм. Эксперименты проведены с использованием головок трех типов, по-

казанных на рис. 1: тип 1 — 6 отверстий диаметром $327(\pm 3)$ и $174(\pm 3)$ мкм, расположенных равномерно по окружности диаметром 5 мм; тип 2 — 12 отверстий диаметром $174(\pm 3)$ мкм, расположенных равномерно по окружности диаметром 5,5 мм; тип 3 — 36 равномерно распределенных отверстий с диаметром $174(\pm 3)$ мкм на расстоянии 1 мм друг от друга.

Перед началом экспериментов рабочая жидкость заливалась в рабочий участок и подвергалась дегазации с использованием вакуумного насоса. В ходе экспериментов проводились измерения температуры охлаждающей жидкости, температуры охлаждаемой поверхности, расхода охлаждающей жидкости, давления в камере перед формирователем струй и давления в выходной камере. Средняя скорость жидкости в струях изменялась от 2 до 22 м/с, плотность теплового потока изменялась до 200 W/cm^2 , начальная температура жидкости изменялась от 20 до 40°C . Измерение расхода жидкости производилось турбинным расходомером с неопределенностью 0,2 мл/с.

На рис. 2, а приведена зависимость комплекса $\text{Nu}_D/\text{Pr}^{0.4}$ ($\text{Nu}_D = hD/\lambda$) от числа Рейнольдса струи $\text{Re}_d = V_{jet}d/\nu$ при микроструйном охлаждении водой. Здесь h — коэффициент теплоотдачи, D — диаметр нагревателя, V_{jet} — скорость струи, d — диаметр сопла, ν — кинематическая вязкость жидкости. Сплошная линия показывает расчет теплоотдачи для распределенного по поверхности нагревателя массива из 36 микроструй по формуле [10]:

$$\frac{\text{Nu}_D}{\text{Pr}^{0.4}} = 0.509\text{Re}_d^{0.5} \left(\frac{D}{d}\right) A_r + 0.0363\text{Re}_{L^*}^{0.8} \left(\frac{D}{L^*}\right) (1 - A_r). \quad (1)$$

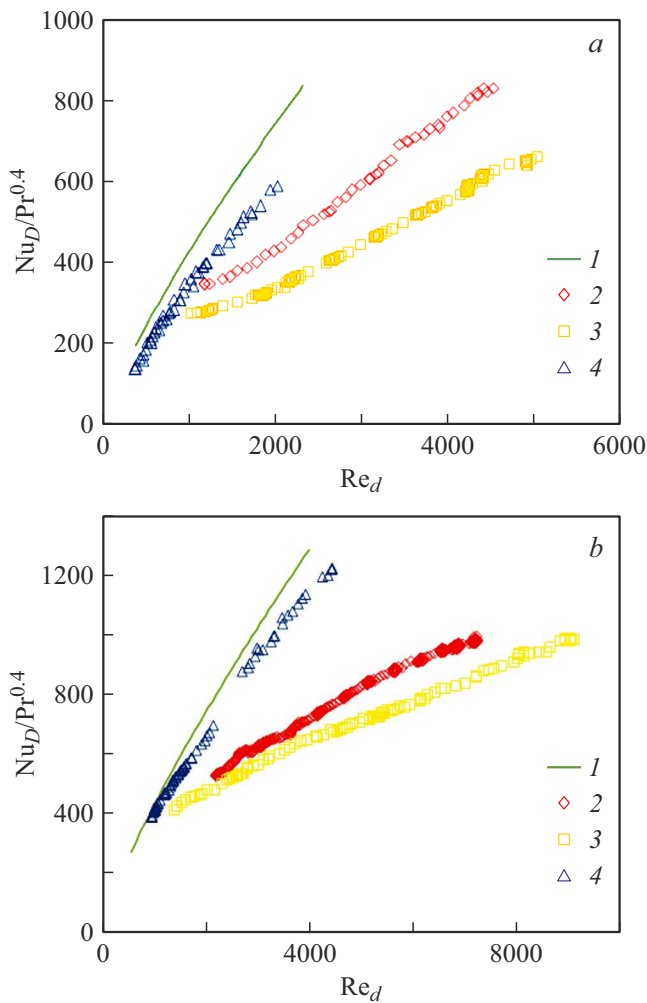


Рис. 2. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса струи при охлаждении водой (а) и диэлектрической жидкостью (б). 1 — расчет для 36 струй по формуле (1), 2 — данные для 12 струй диаметром $174\ \mu\text{m}$, 3 — данные для 6 струй диаметром $327\ \mu\text{m}$, 4 — данные для 36 струй диаметром $174\ \mu\text{m}$.

Здесь $L^* = 0.5[(L_e/\sqrt{2} - \alpha d) + (L_e/2 - \alpha d)]$ — расстояние от границы струи до границы пристенной струи, L_e — расстояние между струями, $\alpha = 1.2$ — увеличение диаметра струи до натекания на стенку, $Re_{L^*} = V_{jet}(1 + 2gH/V_{jet}^2)^{0.5}L^*/\nu$, H — высота канала, A_r — отношение полной площади струй к площади нагревателя. В проведенных экспериментах распределенный массив струй был реализован только для 36 струй, для него были выполнены расчеты, которые показали, что вклад теплоотдачи от области натекания струи (первый член) существенно меньше, чем вклад теплоотдачи от пристенной струи (второй член), вследствие того, что A_r равно 0.016. Экспериментальные данные расположены несколько ниже расчетных значений. Как видно, при сохранении значения Re_d наибольшая теплоотдача наблюдается для распределенного массива микроструй и теплоотдача для сопел диаметром $327\ \mu\text{m}$ имеет наи-

меньшее значение. Вместе с тем в этом случае перепад давления ΔP и идеальная мощность $Q_{pp} = \dot{m}\Delta P/\rho$ (где \dot{m} — массовый расход теплоносителя), необходимая для перекачки теплоносителя, также имеют наименьшие значения. Зависимость теплоотдачи от мощности, затрачиваемой на перекачку теплоносителя, для экспериментальных данных, приведенных на рис. 2, а, показана на рис. 3, а. Применение локализованных массивов с меньшим числом струй воды, обозначенных на рис. 1 цифрами 7 и 8, имеет более высокую эффективность, чем использование массивов распределенных струй. Кроме того, такие конфигурации освобождают центральную часть теплонапряженной поверхности от динамического воздействия струй и требуют меньшего расхода теплоносителя при сопоставимых коэффициентах теплоотдачи.

На рис. 2, б приведена зависимость комплекса $Nu_D/Pr^{0.4}$ от числа Рейнольдса струи для диэлектрической жидкости Novex 7100. Для этой жидкости ки-

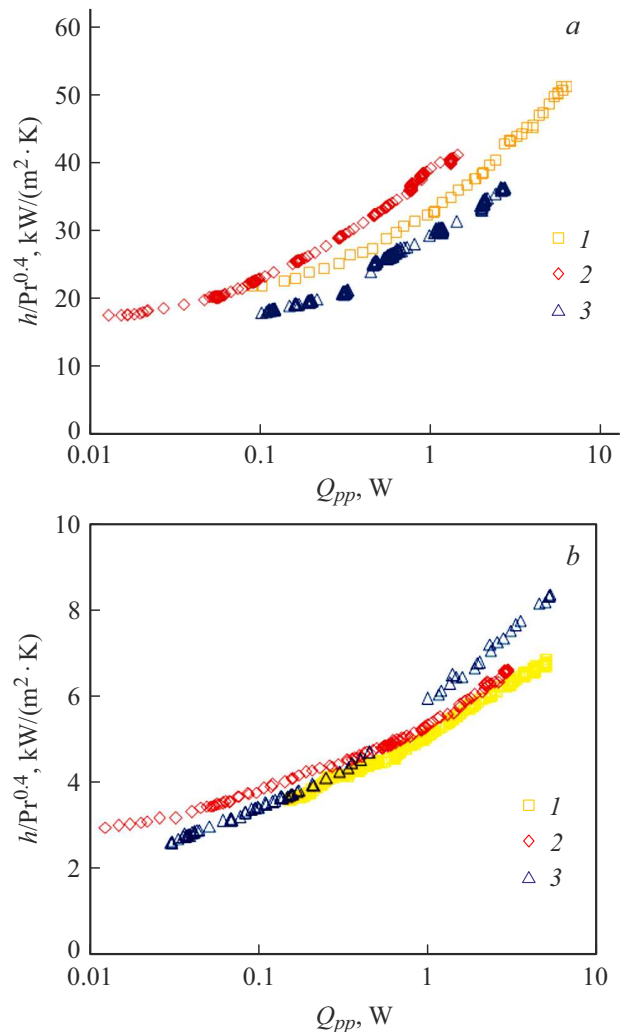


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от затрат энергии на прокачку при охлаждении водой (а) и диэлектрической жидкостью (б). 1 — данные для 12 струй диаметром $174\ \mu\text{m}$, 2 — данные для 6 струй диаметром $327\ \mu\text{m}$, 3 — данные для 36 струй диаметром $174\ \mu\text{m}$.

нематическая вязкость существенно меньше, чем для воды. Это приводит к увеличению числа Re и более раннему переходу к турбулентному течению в струях. Значения комплекса $Nu/Pr^{0.4}$ для Novac 7100 близки к соответствующим значениям для воды. Как и для воды, результаты расчета по формуле (1), показанные сплошной линией, лежат несколько выше экспериментальных данных для распределенных струй. При сохранении значения Re_d наибольшая теплоотдача наблюдается для распределенного массива микроструй, теплоотдача для сопел диаметром $327\ \mu\text{m}$ имеет наименьшее значение. Зависимость теплоотдачи от мощности, затрачиваемой на перекачку теплоносителя, для экспериментальных данных, приведенных на рис. 2, *b*, показана на рис. 3, *b*. Применение локализованного массива с диаметром струй $327\ \mu\text{m}$, обозначенного цифрой 7 на рис. 1, позволяет существенно снизить мощность, потребляемую на прокачку теплоносителя, по сравнению с мощностью для распределенного массива микроструй, если комплекс $h/Pr^{0.4}$ меньше $4\ \text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. При больших значениях коэффициента теплоотдачи распределенный массив микроструй имеет несколько большую эффективность, но сравнимую с эффективностью для локализованных массивов микроструй, что может быть связано с уменьшением перепада давления на формирователе струй у менее вязкой жидкости Novac 7100.

Полученные данные показывают, что применение локализованных массивов затопленных импактных микроструй позволяет получить эффективное охлаждение теплонапряженной поверхности при затратах энергии на перекачку теплоносителя, сравнимых с затратами энергии для распределенных микроструй, вследствие определяющего влияния пристенных струй на теплоотдачу в данных условиях. Существенное упрощение компоновки системы охлаждения и уменьшение расхода теплоносителя показывают возможность применения локализованных массивов затопленных импактных микроструй для охлаждения мощной электроники.

Финансирование работы

Исследование выполнено в Институте теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН за счет гранта Российского научного фонда № 21-19-00626 (<https://rscf.ru/project/21-19-00626/>).

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Список литературы

- [1] I. Mudawar, IEEE Trans. Compon. Packag. Manuf. Technol., **24** (2), 122 (2001). DOI: 10.1109/6144.926375
- [2] G.J. Michna, E.A. Browne, Y. Peles, M.K. Jensen, Int. J. Heat Mass Transf., **54** (9-10), 1782 (2011). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.038
- [3] S. Jones-Jackson, R. Rodriguez, A. Emadi, IEEE Trans. Power Electron., **36** (9), 10420 (2021). DOI: 10.1109/TPEL.2021.3059558
- [4] E.Ya. Gatapova, G. Sahu, S. Khandekar, R. Hu, Appl. Therm. Eng., **184**, 116270 (2021). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116270
- [5] Е.Д. Эйдельман, А.Я. Вуль, Письма в ЖТФ, **47** (20), 45 (2021). DOI: 10.21883/PJTF.2021.20.51617.18920
- [6] V.V. Lemanov, M.A. Pakhomov, V.I. Terekhov, Z. Travnicek, Int. J. Therm. Sci., **179**, 107607 (2022). DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2022.107607
- [7] B.W. Webb, C.-F. Ma, Adv. Heat Transf., **26**, 105 (1995). DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70296-X
- [8] S.V. Garimella, Annu. Rev. Heat Transf., **11**, 413 (2000). DOI: 10.1615/AnnualRevHeatTransfer.v11.90
- [9] M. Fabbri, V.K. Dhir, J. Heat Transf., **127** (7), 760 (2005). DOI: 10.1115/1.1924624
- [10] D.J. Womac, F.P. Incropera, S. Ramadhyani, J. Heat Transf., **116** (2), 482 (1994). DOI: 10.1115/1.2911423