03

Критический тепловой поток при нестационарном вскипании воды на вертикально ориентированном нагревателе

© *А.А. Левин*[1,2], *П.В. Хан*[1,2], *А.С. Сафаров*[2], *И.И. Чупин*[1,2], *Е.В. Самаркина*[3]

[1] Новосибирский государственный университет, Новосибирск, Россия
[2] Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, Иркутск, Россия
[3] Иркутский национальный технический университет, Иркутск, Россия
E-mail: Lirt@mail.ru

Поступило в Редакцию 30 сентября 2025 г.
В окончательной редакции 21 ноября 2025 г.
Принято к публикации 21 ноября 2025 г.

Представлены результаты экспериментального определения плотности критического теплового потока при нестационарном вскипании воды на стальной поверхности в результате резкого выделения тепловой мощности. Условия экспериментов: средняя скорость подъемного движения воды 0.52 m/s, начальное давление 0.29 MPa, недогрев жидкости до температуры насыщения 23, 53 и 103 K. Показано, что влияние скорости нагрева поверхности на достижение температуры перехода к кризису кипения носит нелинейный характер.

Ключевые слова: недогретая жидкость, кипение, нестационарный теплообмен, критический тепловой поток.

DOI: 10.61011/PJTF.2026.06.62457.20510

Разработка перспективных энергетических технологий неразрывно связана с использованием высоконапряженных теплообменных элементов, функционирование которых опирается на применение кипящих рабочих жидкостей. Ввиду поиска оптимального соотношения между максимизацией плотности тепловых потоков и обеспечением устойчивого функционирования аппаратов с протекающими фазовыми превращениями исследования критических тепловых потоков (КТП) q_{cr} в динамических граничных условиях являются актуальной задачей современной теплофизики [1]. Несмотря на обширные исследования последних десятилетий, экспериментальные результаты для нестационарных состояний охватывают лишь немногие из возможных сочетаний разнообразных условий: свойств материалов, их макро- и микрогеометрии и режимных условий. Имеющиеся на данный момент фундаментальные представления о физике протекания фазовых превращений вполне исчерпывающе способны описать отдельные механизмы перехода к кризису, однако для аварийных состояний оборудования, где характерны малые масштабы времени, не обеспечивается требуемая точность параметров, используемых в теоретических моделях. В связи с этим актуальной является задача определения КТП в динамической постановке с быстрым ростом температуры теплоотдающей поверхности.

Опыты выполнены на стенде Центра коллективного пользования „Высокотемпературный контур“, представляющем собой замкнутую систему с циркулирующей деаэрированной водой, охлаждаемой до необходимой температуры — 23, 53 и 103 K ниже температуры насыщения [2]. Начальные давление и средняя скорость воды составили 0.29 MPa и 0.5 m/s соответственно. Нагревательный элемент представляет собой полую стальную трубку, через которую управляемыми импульсами заданной длительности пропускается выпрямленный электрический ток необходимой мощности. Осуществлялись серии экспериментов с различными начальными температурами жидкости (T_0), но одинаковой средней выделяемой мощностью и увеличивающейся продолжительностью выделения тепла ($\Delta\tau$) с измерением конечной температуры поверхности нагревателя ($T_{\max}$). При низкой мощности тепловыделения в конвективном, пузырьковом или переходном режимах теплопередачи достигается равновесие между выделяемым и рассеиваемым теплом, а конечная температура нагревателя одинакова для опытов с различной длительностью. По мере увеличения мощности достижение равновесия становится невозможным, начинает лавинообразно увеличиваться доля поверхности, занимаемой паром, и реализуется переход к пленочному кипению. Максимальный (критический) тепловой поток, рассеиваемый в кипящую жидкость, определялся путем нахождения минимальной удельной мощности, при которой при увеличении продолжительности нагрева и сохранении контакта поверхности нагревателя с жидкой водой температура не достигает постоянного значения. Погрешность определения КТП составляет около 0.2 MW/m^2 и обусловлена стохастическим характером перехода к пленочному кипению.

Серии данных на рис. 1 различаются по скорости роста температуры теплоотдающей поверхности, которой соответствует определенный удельный тепловой поток

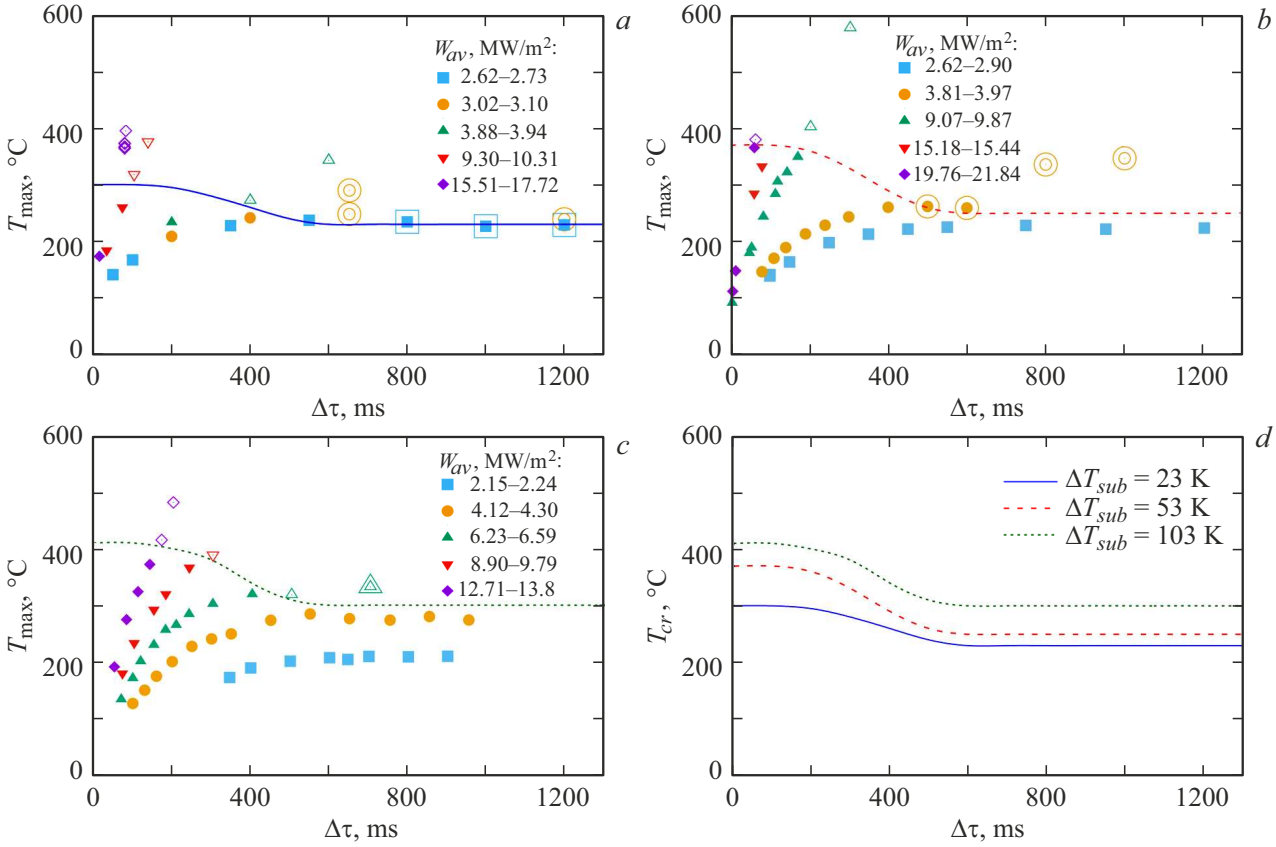


Рис. 1. Значения температуры теплоотдающей поверхности, достигаемые при нестационарном тепловыделении с различной длительностью, уровнем выделяемой мощности и начальной температуры охлаждающей жидкости. $\Delta T_{sub} = 23$ (*a*), 53 (*b*) и 103 K (*c*). *d* — сравнение граничных температур для разных недогревов. Граничные температуры также показаны линиями на частях *a*–*c*. Двойные маркеры указывают на формирование паровой пленки в отдельных областях и соответствуют КТП.

выделяемой электрической энергии (W_{av}). Достижение стационарных значений температуры поверхности для опытов с увеличивающимися продолжительностями тепловыделения означает реализацию баланса между подводимой энергией и ее поглощением в охлаждаемом потоке недогретой до температуры насыщения (T_{sat}) воды. Для бóльших значений плотности теплового потока характерно наступление кризиса — ухудшение теплообмена, сопровождающееся уменьшением возможного отводимого количества тепловой энергии, что приводит к увеличению температуры поверхности. КТП, как известно [3], зависит от температуры потока охлаждающей жидкости и существенно возрастает с ее уменьшением. На рис. 1 также можно отметить и увеличение значения граничной температуры поверхности (T_{cr}), при которой происходит переход от пузырькового кипения к пленочному, при росте тепловыделяющей мощности. При длительном нагреве с мощностью, соответствующей КТП, наблюдалось формирование паровой пленки в отдельных областях, что отмечено на рис. 1 двойными маркерами. Рис. 1, *d* позволяет оценить влияние фактора нестационарности на переход между режимами кипения: пузырьковым, реализующимся при температуре поверхности ниже температуры T_{cr}, и пленочным, характеризующимся полным исчезновением смоченной поверхности после смыкания паровых пузырей и агломераций. Отметим, что при продолжительности нагрева более 0.5 s наступление пленочного кипения происходит при некоторых постоянных значениях температуры поверхности. Эти значения температуры зависят от величины недогрева жидкости до температуры насыщения ($\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_0$) и скорости роста температуры поверхности. Увеличение скорости нагрева теплоотдающей поверхности сопровождается нелинейным характером влияния начальной температуры на температуру перехода. Так, разница в температурах T_{cr} между опытами с недогревом 53 и 103 K существенно уменьшается при увеличении выделяемой мощности на нагревателе. Это наблюдение можно трактовать как возможность существования некоторого предельного времени перехода между пузырьковым и пленочными режимами кипения, обусловливаемого тепловыми процессами и фазовыми переходами.

Для сравнения с теоретическими значениями использовано несколько зависимостей, среди них широко известная формула Кутателадзе для КТП при кипении

недогретой до температуры насыщения жидкости [3]:

$$q_{cr} = 0.14r\sqrt{\rho''}\sqrt[4]{\sigma g\Delta\rho}\left(1 + 0.1\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{3/4}\frac{\Delta i}{r}\right), \quad (1)$$

где $\Delta\rho = \rho' - \rho''$, $\Delta i = i' - i(T_0)$, $r = i'' - i'$, σ — коэффициент поверхностного натяжения, g — ускорение свободного падения. Здесь ρ' и ρ'' — плотности, а i' и i'' — энтальпии насыщенных при данном давлении жидкой и паровой фаз соответственно. Следует обратить внимание на практически линейный характер зависимости (1) от начального недогрева жидкости. Напротив, формула Тонга, адаптированная в [4], описывает более сложный характер влияния начальной температуры

$$q_{cr} = r(\rho w)(0.27 + 5.93 \cdot 10^{-2}p)\Psi\mathrm{Re}^{-0.5}, \quad (2)$$

где p выражено в MPa, $\mathrm{Re} = \frac{\rho w D}{\mu}$ — число Рейнольдса, ρw — массовая скорость потока, D — эффективный диаметр канала, μ — вязкость. Параметр Ψ представляет собой обобщение в виде кусочно-заданной функции от массового паросодержания x:

$$\Psi = \begin{cases} 1, & x < -0.1775, \\ 0.825 - 0.986x, & -0.1775 < x < 0. \end{cases} \quad (3)$$

В работе [5] приведено несколько серий экспериментальных данных, демонстрирующих нелинейный характер зависимости q_{cr} от ΔT_{sub}, но отмечается, что при малых массовых скоростях нет выраженного локального минимума, а имеется только некоторое выполаживание. Зависимость критического теплового потока от недогрева жидкости задана следующим образом:

$$q_{cr} = A + B(\rho w)\Delta T_{sub}. \quad (4)$$

Здесь величина q_{cr} выражена в $\mathrm{MW/m^2}$, а эмпирические коэффициенты A и B зависят от диаметра нагревателя. Для диаметра 12 mm $A = 4.5\,\mathrm{MW/m^2}$, $B = 1.05 \cdot 10^{-5}\,\mathrm{MJ/(kg \cdot K)}$. Сравнение результатов расчета по формулам (1), (2) и (4) с экспериментальными данными (рис. 2) для установившегося режима (время нагрева более 500 ms) демонстрирует наилучшее совпадение с теоретическим предсказанием по формуле (1). Следует отметить, что для вертикально ориентированных поверхностей величина плотности критического теплового потока должна быть ниже теоретической (1) на 30–40 % [6]. Таким образом, в опытах с нестационарным вскипанием потока недогретой воды на вертикальном цилиндрическом нагревателе зафиксировано увеличение величины КТП на 30–40 %.

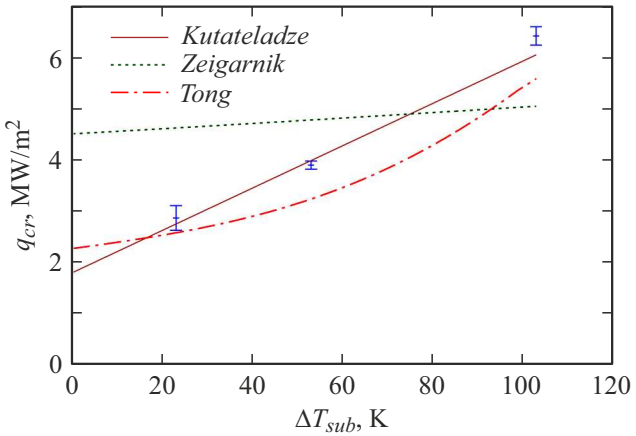


Рис. 2. Сопоставление КТП с температурой недогрева потока до состояния насыщения.

Финансирование работы

Работа поддержана Российским научным фондом (проект № 22-19-00092-П).

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Список литературы

[1] А.Н. Павленко, Теплоэнергетика, № 11, 86 (2020). DOI: 10.1134/S0040363620110090 [A.N. Pavlenko, Therm. Eng., **67** (11), 853 (2020). DOI: 10.1134/S0040601520110099].

[2] А.А Левин, П.А. Хан, Письма в ЖТФ, **50** (4), 19 (2024). DOI: 10.61011/PJTF.2024.04.57095.19762 [A.A. Levin, P.V. Khan, Tech. Phys. Lett., **50** (2), 58 (2024). DOI: 10.61011/TPL.2024.02.57987.19762].

[3] С.С. Кутателадзе, *Основы теории теплообмена* (Атомиздат, М., 1979).

[4] G.P. Celata, M. Cumo, A. Mariani, Int. J. Heat Mass Transfer, **36** (5), 1269 (1993). DOI: 10.1016/S0017-9310(05)80096-1

[5] Ю.А. Зейгарник, А.И. Климов, А.Г. Ротинов, Б.А. Смыслов, Теплоэнергетика, № 3, 14 (1997). [Yu.A. Zeigarnik, A.I. Klimov, A.G. Rotinov, B.A. Smyslov, Therm. Eng., **44** (3), 184 (1997).].

[6] G. Liang, I. Mudawar, Int. J. Heat Mass Transfer, **117**, 1352 (2018). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.134