

Влияние недогрева диспергированной жидкости на критический тепловой поток при охлаждении плоской поверхности

БРАТУТА Э. Г., КРАВЦОВ С. Ф., кандидаты техн. наук
Харьковский политехнический институт

Для обеспечения заданного теплового состояния элементов энергетического оборудования широко используется метод охлаждения поверхностей диспергированной жидкостью с различной степенью недогрева до температуры насыщения. Вместе с тем сведения о критических тепловых потоках при реализации указанного способа охлаждения крайне ограничены, а применимость зависимостей, полученных для кризисных режимов при кипении недогретой жидкости в трубах [1] и каналах [2], представляется сомнительной. Это обусловлено тем, что при продольном омывании стенок каналов (применительно к которому получены результаты в указанных работах) определяющей гидродинамической характеристикой является, как известно, массовая скорость жидкости, в то время как при охлаждении поверхности нормально натекающей на нее диспергированной средой интенсивность теплообмена определяется плотностью орошения.

В большинстве работ о возникновении кризиса судят по различным признакам, таким как пережог экспериментального участка трубы или пластины, по скачкообразному изменению температуры поверхности или резкому изменению электропроводности обогреваемого участка. В работе авторов кризисное состояние определялось по максимальному значению плотности теплового потока $q_{кр}$ при нестационарном охлаждении поверхности. Ранее было показано [3], что взаимосвязь между локальными (а не осредненными по некоторой большой поверхности) значениями плотности орошения g и коэффициентами теплоотдачи α оказывается свободной от влияния таких факторов, как расстояние распылителя от охлаждаемого объекта, тип форсунки и ориентация оси факела относительно нормали к поверхности.

В связи с этим конструкция тепломера для определения параметров, соответствующих кризису тепло-

обмена, была выполнена применительно к проведению локальных измерений в области подфакельного пространства. Это позволило исключить влияние частных особенностей технической реализации эксперимента на его конечный результат.

Для решения поставленной задачи был разработан тепломер (рис. 1), представляющий собой стержень диаметром 30 мм, выполненный из полуцилиндрических элементов, изготовленных из электролитической меди. В одном из них до сборки в строго координированных точках на плоской поверхности припаяны три хромель-копелевые термопары, выведенные вдоль изотермических поверхностей. Во втором полуцилиндрическом элементе, шлифованном к поверхности разреза, также (но в других точках) установлены термопары. По показаниям термопар первого и второго элементов судили о симметричности температурного поля в элементах, которые вместе после сборки образуют единое цилиндрическое тело длиной 50 мм. Такое конструктивное решение позволило с точностью до 0,1 мм установить истинные координаты спаев термопар, что при решении обратной задачи теплопроводности (для восстановления граничных условий по измеренному температурному полю) является одним из основных факторов, определяющих достоверность результатов. Тепломер снабжен электронагревателем 13, размещенным с нижней торцевой поверхности стержня 4, механизмом ввода и вывода нагревателя в период нагрева и в период охлаждения распыливаемой жидкостью, а также шторочным устройством 5, с помощью которого в нужный момент времени охлаждающая среда, подаваемая из форсунки 3, вводится в контакт с верхней торцевой поверхностью стержня. Для уменьшения тепловых потерь с боковой поверхности стержня предусмотрена система экранов, а нижний его торец в период проведения опыта изолируется экранирующей заглушкой 15. Соединение стержня с основной плитой 1 выполнено с помощью шайбы 2, изготовленной из термостойкой пластмассы.

Схема измерения э. д. с. термопар включала термостат холодных спаев 11, специально изготовленный электронный переключатель 10, универсальный цифровой вольтметр 7 типа ШС6800З и цифроречитательное устройство 8 типа ШС6800К, имеющее выход к ЭВМ «Наири-К» (позиция 9). При этом интервал времени «опроса» термопар составлял 0,08 с, а максимальная скорость печати, вводимой в информационное устройство, составляла не менее 30 строк в секунду. В зависимости от условий проведения опытов с помощью блока 12 в схему можно вводить ручной переключатель 6. Мощность электронагревателя 13 регулировалась автотрансформатором 14.

Конструкция тепломера и условия проведения опытов позволили считать температурное поле стержня тепломера одномерным, а потери тепла с боковой его поверхности пренебрежимо малыми. При оговоренных условиях процесс теплопроводности стержня тепломера описывался следующей системой уравнений:

$$c_v(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(t) \frac{\partial t}{\partial x} \right]; \quad (1)$$

$$t(x, 0) = t_0; \quad (2)$$

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = 0; \quad (3)$$

$$t(x, \tau) = \varphi(\tau), \quad (4)$$

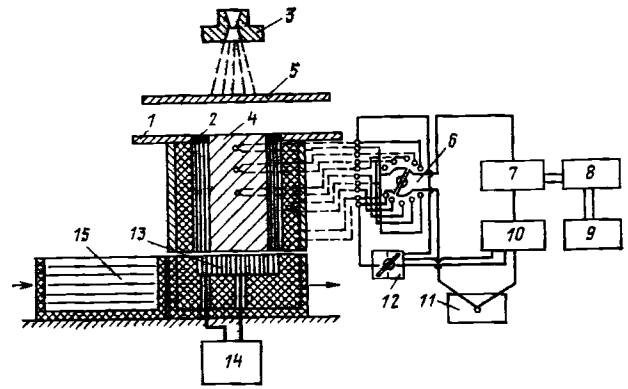


Рис. 1. Схема тепломера.

где c_v и λ — теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала стержня тепломера; t — температура; τ — время; x — координата вдоль оси стержня; $\varphi(\tau)$ — измеренная температура в точке с координатой x .

Значения теплового потока и коэффициента теплоотдачи на рабочем торце тепломера определялись в результате численного решения обратной задачи теплопроводности (ОЗТ) [4].

Решение ОЗТ, когда экспериментально найденное изменение температуры во времени в отдельной точке стержня тепломера непосредственно используется в исходных уравнениях математической модели тепломера, потребовало сглаживания исходных результатов измерений температуры, которое проводилось методом кусочно-полиномиальной аппроксимации.

Определение температурного поля стержня по измеренной температуре во внутренней точке выполнялось по явной конечно-разностной схеме. Точка измерения температуры помещена в узел сетки $N-1$, а точка N находилась на рабочей поверхности стержня. По явной схеме температура внутренних точек для последующего момента времени определялась по измеренной температуре в точке $N-1$. Неизвестная температура поверхности стержня находилась из уравнения

$$t_N^{k+1} = t_{N-1}^{k+2}/Fo_{N-1} - [t_{N-1}^{k+1}(1/Fo_{N-1} - 2) - t_{N-2}^{k+1}], \quad (5)$$

где k — соответствующий номер шага по времени; Fo — критерий Фурье.

Формула (5) есть конечно-разностная аппроксимация дифференциального уравнения Фурье для постоянного пространственного шага.

Установление теплового потока по известному температурному полю сводилось к получению производной от температуры по координате для точек, лежащих на рабочей поверхности стержня тепломера. Указанная производная аппроксимировалась конечными разностями с погрешностью второго порядка [5] и находилась из уравнения

$$(t_N^k)' = - [t_{N-1}^k - t_N^k + (t_{N-1}^{k-1} - t_N^k)/2Fo_N]/h_N, \quad (6)$$

где h_N — шаг по координате.

Значения тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи на рабочей поверхности тепломера определялись по обычным соотношениям

$$q^k = -\lambda(t)(t_n^k)', \quad \alpha^k = q^k / (t_n^k - t_b), \quad (7)$$

где t_n и $(t_n^k)'$ — температура на рабочей поверхности

и ее производная в момент времени k ; t_b — температура охлаждающей воды.

Зависимости для теплоемкости $c_v(t)$ и коэффициента теплопроводности $\lambda(t)$ материала стержня тепломера принимались по справочным данным [6].

Определение температуры охлаждаемой поверхности t_n , а также теплового потока $q_{кр}$, естественно, связано с рядом погрешностей. В связи с этим для контроля достоверности полученных результатов использовались найденные при решении ОЗТ зависимости $\alpha(\tau)$ для решения прямой задачи теплопроводности (ПЗТ), которое позволило вычислить в соответствующие моменты времени температуры во второй и третьей (от поверхности) точках стержня, где были установлены термодатчики. Обнаружено, что степень отличия вычисленных в результате решения ПЗТ и измеренных температур в этих точках зависит от температуры поверхности и плотности орошения, однако максимальное рассогласование указанных температур не превосходило 5%. Это послужило основанием считать полученные значения плотности критических тепловых потоков достаточно надежными.

Все опыты были выполнены при атмосферном давлении и изменении температуры воды от 20 до 80°C при варьировании плотности орошения от $6,6 \cdot 10^{-3}$ до $0,1 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ при начальной температуре стержня тепломера 400°C. Измерения дисперсного состава капель и локальных плотностей орошения с помощью счетно-импульсного метода [7] показали, что модальный диаметр капель дифференциальной функции распределения объемов капель по диаметрам изменялся от $0,8 \cdot 10^{-3}$ до $0,95 \cdot 10^{-3}$ м во всем диапазоне режимных параметров распылителя. Скорость натекания капель на поверхность составляла в среднем от 11 до 13 м/с. Максимальное отклонение локальной плотности орошения от среднего значения по поверхности стержня тепломера не превышало 10%.

При некоторой фиксированной температуре распыливаемой жидкости (измеряемой специальным зондом на уровне охлаждаемой поверхности) проводилась серия отдельных опытов при различных плотностях орошения g . В качестве примера на рис. 2 показана плотность теплового потока q в функции температуры поверхности t_n . Точками обозначены значения q , вычисленные путем решения обратной задачи теплопроводности, сплошными линиями — результат сглаживания расчетных значений $q(t_n)$.

Общим для всех представленных кривых является наличие областей изменения $q(t_n)$, характерных для

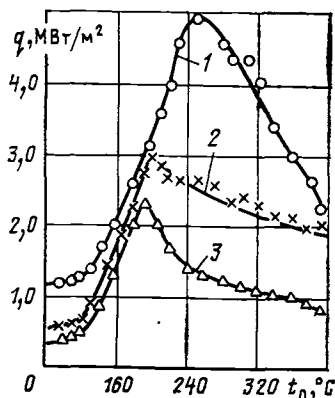


Рис. 2. Зависимость удельного теплового потока от плотности орошения.

1 — $g=0,076 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 2 — $g=0,045 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 3 — $g=0,006 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

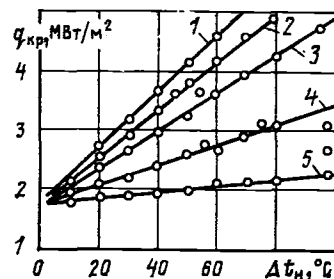


Рис. 3. Влияние степени недогрева жидкости и плотности орошения на критический тепловой поток.

1 — $g=0,1 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 2 — $g=0,076$; 3 — $g=0,065$; 4 — $g=0,045$; 5 — $g=0,006 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

процесса кипения как в большом объеме, так и в парогенерирующих трубах. Так, вся область изменения $q(t_n)$ делится на докризисную и закризисную зоны при однозначно выраженном кризисе теплообмена, когда наблюдаются максимальные значения $q_{кр}$, соответствующие переходу от пузырькового к пленочному режиму.

Полученные таким образом результаты позволили установить зависимость критического теплового потока $q_{кр}$ от недогрева воды $\Delta t = t_n - t_b$ и плотности орошения g . Из рис. 3 видно, что в пределах изменения определяющих параметров зависимость $q_{кр}(\Delta t, g)$ является линейной.

Следует отметить, что в работе [2], посвященной определению $q_{кр}$ при кипении недогретой воды в прямоугольных каналах с односторонним подводом тепла, получены аналогичные по характеру результаты.

Обработка опытных данных позволила получить простую формулу для функции $q_{кр}(\Delta t, g)$ в виде

$$q_{кр} = 1,7 \cdot 10^6 + 4,87 \cdot 10^5 g \Delta t. \quad (8)$$

Максимальная ошибка аппроксимации результатов эксперимента с помощью формулы (8) не превышает 8%.

Из рис. 3 видно, что по мере уменьшения плотности орошения влияние степени недогрева на уровень критического теплового потока уменьшается.

Это связано с отмеченными в [8] особенностями гидродинамики рассматриваемого процесса, когда с уменьшением средней плотности орошения снижается толщина и скорость пленки жидкости, растекающейся по поверхности охлаждения в подфакельной области.

Выводы

1. При охлаждении поверхности диспергированной недогретой до кипения жидкостью критическая плотность теплового потока увеличивается с повышением степени недогрева и плотности орошения.

2. По мере уменьшения плотности орошения влияние степени недогрева жидкости на значение критической плотности теплового потока уменьшается.

Список литературы

1. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. — М.: Атомиздат, 1974. — 407 с.
2. Зейгарник Ю. А., Привалов Н. П., Климов А. И. Критические тепловые потоки при кипении недогретой воды в прямоугольных каналах с односторонним подводом тепла. — Теплоэнергетика, 1981, № 1, с. 48—51.
3. Охлаждение высокотемпературных поверхностей вскипающей водой/ Э. Г. Братута, А. Ю. Ивановский, А. Р. Переселков, Н. С. Павленко. — Изв. вузов. Энергетика, 1982, № 8, с. 119—121.
4. Определение условий теплообмена при охлаждении высокотемпературных поверхностей/ Э. Г. Братута, С. Ф. Кравцов,

Т. Ф. Радионова, Ю. А. Селихов. — Энергетическое машиностроение, 1984, вып. 38, с. 85—89.

5. Ильченко О. Т. Расчеты теплового состояния конструкций.—Харьков: Вища школа, 1979.—162 с.

6. Теплотехнический справочник/ Под ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. — М.: Энергия, 1976, т. 2.—896 с.

7. Братута Э. Г., Переселков А. Р. Определение локальных

расходов дисперсной среды в газожидкостном потоке с помощью счегно-импульсного метода.—Теплоэнергетика, 1975, № 5, с. 32—34.

8: Братута Э. Г., Заночкин Л. А., Павленко Н. С. Методы исследования гидродинамики пленки жидкости при спрейерном охлаждении листа.—Изв. вузов. Черная металлургия, 1982, № 4, с. 126—129.

