

УДК 536.242

**КОВЕЦКАЯ М.М.¹,
КОЛЕСНИЧЕНКО Ю.М.¹, БОГОРОШ А.Т.²**

¹Институт технической теплофизики НАН Украины

²Министерство просвещения и науки Украины

ОСОБЕННОСТИ НЕСТАЦИОНАРНОГО КРИЗИСА ТЕПЛООБМЕНА В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛАХ

Наведено результати досліджень кризи теплообміну у вертикальній парогенеруючій трубі в нестационарних режимах з падінням витрати теплоносія.

Представлены результаты исследования кризиса теплообмена в вертикальной парогенерирующей трубе в нестационарных режимах с падением расхода теплоносителя.

We present some results of studying the burnout in a vertical steam-generating pipe under nonstationary conditions with a decrease in the heat-carrier flow rate

A – площадь межфазной поверхности;
 Γ – скорость образования фазы;
 D – диаметр канала;
 G – расход;
 Π – периметр канала;
 S – площадь проходного сечения;
 T – температура;
 L, l – длина;
 i – энтальпия;
 p – давление;
 g – ускорение свободного падения;
 q – плотность теплового потока;
 w – средняя по сечению канала скорость потока;
 x – массовое расходное паросодержание;
 z – продольная координата;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 δ – толщина пленки;

ρ – плотность;
 τ – время;
 φ – истинное объемное паросодержание;
 ν – кинематический коэффициент вязкости;
 σ – коэффициент поверхностного натяжения.

Индексы:

d – капли;
 f – пленка;
 i – межфазная поверхность;
 s – насыщение;
 w – стенка;
 $гр$ – граничное;
 $сг$ – кризис теплообмена;
 $вх$ – вход;
 $вых$ – выход;
 1 – вода;
 2 – пар.

В настоящее время накоплен значительный опыт разработки и практического использования математических моделей и основанных на них компьютерных программ для анализа нестационарных теплогидравлических процессов в циркуляционных контурах водоохлаждаемых ядерных реакторов. Так как проведение полномасштабных экспериментов на реальных энергетических реакторах чрезвычайно дорогостоящее мероприятие, то тестирование разрабатываемых расчетных программ обычно производят на экспе-

риментальных данных, получаемых на стендовых установках с каналами, моделирующими элементы активной зоны реакторной установки (трубы, кольцевые каналы, сборки стержней). При использовании компьютерных программ для расчета аварийных режимов сталкиваются с трудностями, связанными с точностью определения момента осушения теплоотдающей поверхности [1,2]. Это связано с тем, что кризис теплообмена рассчитывается по осредненным параметрам потока с использованием соотношений, получен-

ных в стационарных режимах. Цель работы – исследовать условия, при которых возможно использовать замыкающие уравнения, описывающие кризис теплообмена и полученные в стационарных режимах, для расчета нестационарных процессов в парогенерирующих каналах, моделирующих элементы активной зоны водоохлаждаемых ядерных реакторов, и проанализировать локальные параметры дисперсно-кольцевого потока в момент кризиса теплообмена.

Для решения этой задачи используется математическая модель программы КАНАЛ, базирующаяся на негомогенном неравновесном описании двухфазного потока. Основная система уравнений математической модели содержит осредненные по пространству и во времени уравнения сохранения массы, импульса и энергии неравновесного двухфазного потока со скольжением и равным давлением фаз записанных в виде [3]

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \sum_k \tau_{wk} + g + B_z;$$

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + w \frac{\partial p}{\partial z} + \bar{\rho} \bar{a}^2 \frac{\partial w}{\partial z} = \bar{\rho} \bar{a}^2 \sum_k f_k / \rho_k;$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + w_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{w_R}{\bar{\rho} \bar{a}^2} \frac{\partial p}{\partial z} + h \frac{\partial w}{\partial z} =$$

$$= \frac{1}{\bar{\rho} \bar{a}^2} \left(\frac{f_2}{\rho_2} \frac{\rho_2 a_2^2}{\varphi} - \frac{f_2}{\rho_2} \frac{\rho_2 a_2^2}{1-\varphi} \right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial i_k}{\partial \tau} + w_k \frac{\partial i_k}{\partial z} + \frac{w_R \bar{\rho} \bar{a}^2}{\rho_k} \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{\bar{w} - w}{\rho_k} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\bar{\rho} \bar{a}^2}{\rho_k} \frac{\partial w}{\partial z} = C_k;$$

$$\rho_k = \rho_k(p, i_k), \quad k = 1, 2,$$

где

$$B_z = -\frac{C_m}{\varphi \rho} \frac{Dw_R}{D\tau}; \quad w_R = w_2 - w_1; \quad w = \frac{\sum_k \varphi_k \rho_k w_k}{\sum_k \varphi_k \rho_k};$$

$$C_1 = \frac{d_1}{(1-\varphi)\rho_1} + \frac{\bar{\rho} \bar{a}^2}{\rho_1} \sum_k \frac{f_k}{\rho_k}; \quad C_2 = \frac{d_2}{\varphi \rho_2} + \frac{\bar{\rho} \bar{a}^2}{\rho_2};$$

$$\rho = \sum_k \varphi_k \rho_k; \quad w_\varphi = \frac{1}{\bar{\rho} \bar{a}^2} \sum_k \rho_k a_k^2 w_k / \varphi_k;$$

$$\bar{w} = \bar{\rho} \bar{a}^2 \sum_k \frac{\varphi_k w_k}{\rho_k a_k^2};$$

$$\frac{1}{\bar{\rho} \bar{a}^2} = \sum_k \frac{\varphi_k}{\rho_k a_k^2}; \quad \bar{\rho} \bar{a}^2 = \sum_k \frac{\rho_k a_k^2}{\varphi_k};$$

$$\frac{1}{a_k^2} = \frac{\partial \rho_k}{\partial p} + \frac{1}{\rho_k} \frac{\partial \rho_k}{\partial i_k};$$

$$h = \frac{\rho_2 a_2^2 - \rho_1 a_1^2}{\bar{\rho} \bar{a}^2}; \quad f_k = \Gamma_k - \frac{1}{\rho_k} \frac{\partial \rho_k}{\partial i_k} d_k;$$

$$d_k = q_{ik}^* + q_{wk}^* + \tau_{wk}^* w_k + \Gamma_k (i_{kS} - i_k);$$

$$\tau_{wk}^* = \tau_{wk} \Pi_{wk} / S; \quad q_{ik}^* = q_{ik} \Pi_i / S; \quad q_{wk}^* = q_{wk} \Pi_{wk}^T / S;$$

$$C_m = \frac{\varphi(1-\varphi)}{2} \rho \begin{cases} (1+2\varphi)/(1-\varphi), & 0 \leq \varphi < 0,5 \\ (3-2\varphi)/\varphi, & 0,5 \leq \varphi < 1. \end{cases}$$

Для замыкания основной системы уравнений необходимо задать условия взаимодействия фаз на межфазной поверхности и со стенками канала. Условия взаимодействия фаз на межфазной поверхности задаются в виде

$$\sum_k \Gamma_k = 0; \quad \sum_k (\Gamma_k w_{ik} - \tau_{ik}^*) - p \frac{1}{S} \frac{dS}{dz} = 0; \quad k=1,2 \quad (2)$$

$$\sum_k (\Gamma_k e_{ik} + q_{ik}^* - \tau_{ik}^* w_{ik}) = 0,$$

где $e_{ik} = i_{ik} + w_{ik}^2/2$ – энергия фазы k на межфазной поверхности. Полностью система замыкающих уравнений математической модели описана в работе [3]. Остановимся на некоторых соотношениях, входящих в систему замыкающих уравнений, в которые внесены изменения и к которым модель оказывается чувствительной. Как показал опыт использования этой модели для расчета нестационарных процессов в двухфазных потоках, она оказывается очень чувствительной к способу задания площади межфазной поверхности, которая обуславливает интенсивность межфазных взаимодействий.

В двухтемпературных моделях неравновесных двухфазных потоков межфазный тепловой поток задается в виде

$$q_{ik} = -\alpha_{ik} A_i (T_s - T_k), \quad k=1,2, \quad (3)$$

где температура межфазной поверхности считается равной температуре насыщения T_s , а коэффициент теплоотдачи α_{ik} определяется в зависимости от режима течения теплоносителя согласно карте режимов. Причем для сглаживания процесса перехода от одного режима к другому и ввиду некоторой неопределенности границ режимов течения вводятся переходные зоны, параметры потока в которых определяются линейной интерполяцией.

Для определения площади межфазной поверхности A_i режимов, содержащих дисперсную фазу, делается предположение о том, что дисперсная фаза состоит из некоторого числа N сферических частиц среднего радиуса r_p , равномерно распределенных в несущей фазе. Межфазная поверхность определяется по формуле

$$A_i = \begin{cases} 3\phi / r_p^b & \text{— для пузырькового и эмульсионного} \\ & \text{режимов} \\ 3(1-\phi) / r_p^d & \text{— для дисперсного режима,} \end{cases} \quad (4)$$

$$r_p = \frac{We_{cr} \sigma}{2\rho w_R^2}; \quad We_{cr} = \begin{cases} 7,5 & \text{— для пузырьков} \\ 4 & \text{— для капель.} \end{cases} \quad (5)$$

Для описания межфазного теплообмена в дисперсно-кольцевом режиме, строго говоря, необходима трехтемпературная модель. Но так как температуры капель в ядре потока и пристенной пленке жидкости близки, то учитывают только тепловое взаимодействие систем пар-капли и пар-жидкая пленка. При этом

$$q_{ik} = q_{ik}^f A_{if} + q_{ik}^d A_{id}, \quad k = 1,2, \quad (6)$$

где $A_{id} = 3(1-\phi)E^* / r_p^d$, $A_{if} = 4\sqrt{\phi + E^*(1-\phi)} / D$ — межфазные поверхности газ-капли и газ-пленка, $E^* = [1 - (1-1/E)(w_d/w_f)]^{-1}$, $E = 1 - x_f / (1-x)$ — объемная и расходная доля капель. При этом скорость капель w_d определяется через скорость скольжения капель в паровом ядре, а скорость

пленки w_f через относительный расход жидкости в пленке x_f .

В работе [4] представлены результаты исследования различных моделей влагообмена в дисперсно-кольцевом потоке. Проведенные исследования показали, что лучшие результаты по определению кризиса теплообмена в дисперсно-кольцевом потоке дает модель влагообмена, разработанная на основании экспериментальных данных работы [5] о структуре дисперсно-кольцевого потока в обогреваемой трубе. Согласно этой модели определим относительный расход жидкости в пленке по зависимости

$$x_f = \frac{2\delta}{R} \left[1 + 2 \cdot 10^{-10} Lp^{-3,5} x_{rp}^{1,5} x^{0,25} \right], \quad (7)$$

где среднеинтегральная толщина пленки

$$\frac{\delta}{R} = \begin{cases} \frac{8,8 \cdot 10^{-4} x_a^2}{Lp x^{1,5}}, & x_a \leq x \leq x_{\Delta p} \\ \frac{8,8 \cdot 10^{-4} x_a^2}{Lp x_{\Delta p}^{1,5}} \frac{1-x}{1-x_r}, & x_{\Delta p} < x \leq 1, \end{cases} \quad (8)$$

$$Lp = \mu_1 / \sqrt{\rho_1 \sigma} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_2)}} \quad \text{— число Лапласа,}$$

$$x_a = 2,7 \left[\frac{\rho_2 \sigma}{(\rho w)^2 D} \right]^{0,25} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{0,33}, \quad x_r = 2 \left[\frac{\rho_2 \sigma}{(\rho w)^2 D} \right]^{0,25},$$

$$x_{\Delta p} = 0,15 \left(\frac{\sigma}{\rho w v_1} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{0,25} \left(\frac{\sigma}{g \rho_1 D^2} \right)^{0,125},$$

$$x_{rp} = 0,18 \left(\frac{\sigma}{\rho w v_1} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{0,25} \left(\frac{\sigma}{g \rho_1 D^2} \right)^{0,125}. \quad (9)$$

Параметры x_a , x_r , $x_{\Delta p}$ — характеризуют границы подрежимов течения пленки: нижнюю границу дисперсно-кольцевого режима течения, начало подрежима с рябью, начало подрежима с микропленкой.

При определении коэффициентов теплоотдачи на межфазной поверхности полагаем, что коэффициент теплоотдачи пара $\alpha_{i2} = 10^4$ Вт/м²·К во всех режимах, а коэффициент теплоотдачи к

жидкой фазе определяется в зависимости от режима течения по формулам конвективного теплообмена.

Система замыкающих уравнений, описывающих межфазное трение, тепловое и механическое взаимодействие фаз со стенками канала, принята без изменений и подробно описана в работе [3]. Для решения системы нелинейных дифференциальных уравнений гиперболического типа (1) используется метод характеристик.

Граничные условия задаются естественно: при дозвуковом течении теплоносителя на входе в канал ($z = 0$) задано изменение во времени независимых переменных p, w, φ, i_k , на выходе ($z = L$) задается только давление. В качестве начальных условий используются результаты решения стационарной задачи.

Одним из важных параметров, характеризующих теплогидравлические процессы в двухфазном потоке в нестационарных режимах, является время до наступления кризиса теплообмена τ_{cr} .

Исследовалась возможность определения кризиса теплообмена в нестационарном режиме по достижению плотности теплового потока на стенке трубы критического значения, рассчитываемого по зависимостям, полученным в стационарных условиях. Были исследованы различные зависимости, определяющие критическую плотность теплового потока. Расчеты показали, что лучшее совпадение с экспериментом по времени до возникновения кризиса в режиме с падением расхода теплоносителя в вертикальной парогенерирующей трубе дает следующая зависимость, полученная в диапазоне изменения параметров: $P = 3...20$ МПа, $\rho W = 200...5000$ кг(м²·с), $x < x_{tr}$ [6]

$$q_{cr} = q_{cr}^{cd} k_p A_l (\rho w)^{0,25} [1 - 0,045(\rho w)^{0,5} x] \left(\frac{8}{D}\right)^{0,5}, \quad (10)$$

$$k_p = 0,67 + \frac{0,72}{22,1 - p}, \quad A_l = \begin{cases} L_o^{-0,2}, & L/D < 20 \\ 0,26, & L/D > 20 \end{cases}$$

диаметр трубы D задается в мм, давление в МПа, плотность теплового потока в МВт/м².

Параметр q_{cr}^{cd} характеризует критический тепловой поток в условиях свободного движения теплоносителя и задается в виде таблицы в зави-

симости от давления [6]. Для расчета нестационарных режимов удобнее использовать аппроксимирующую зависимость, полученную в диапазоне давлений от 1 до 20 МПа

$$q_{cr}^{cd} = 4,6 - B_q (p - 6)^2, \quad B_q = \begin{cases} 0,05, & 1 \leq p < 3 \\ 0,02, & 3 \leq p < 20 \end{cases}. \quad (11)$$

В расчетах определялось время до возникновения кризиса теплообмена $\tau_{cr}(q)$ как по достижению плотности теплового потока критического значения, рассчитанного по уравнениям (10), (11) так и $\tau_{cr}(\delta)$ по предельному значению толщины пленки δ равному 0,08 мм.

На экспериментальном стенде ИТТФ были проведены экспериментальные исследования кризиса теплообмена в нестационарных режимах с набросом мощности и падением расхода теплоносителя в вертикальной парогенерирующей трубе диаметром 8 мм, длиной 1 м. В данной работе рассматривались режимы с падением расхода теплоносителя. В большинстве режимов наблюдался кризис теплообмена первого рода. Так как нас интересовал кризис теплообмена в дисперсно-кольцевом потоке (кризис второго рода), то для анализа была выбрана серия из 5 режимов с начальными параметрами по давлению 9,8 МПа, массовой скорости 2000 кг/м²с.

В табл. 1 приведены некоторые результаты расчета времени до наступления кризиса теплообмена в нестационарных режимах с падением расхода теплоносителя на входе в трубу. Результаты расчета показали, что при малых недогревах теплоносителя на входе (режимы 2 и 3) лучшее совпадение с экспериментом дает $\tau_{cr}(\delta)$, при больших недогревах — $\tau_{cr}(q)$ (режимы 4 и 5).

В качестве примера в табл. 2,3 приводятся изменения во времени параметров процесса на выходе из канала для нестационарных режимов 2, 5. Анализ результатов расчета показывает, что в тех режимах, в которых стационарное состояние характеризуется наличием дисперсно-кольцевого режима на некотором расстоянии вблизи выхода из трубы, при переходе к нестационарному режиму с уменьшением расхода теплоносителя на входе наблюдается небольшой рост толщины пристенной пленки жидкости, затем равномерное ее уменьшение и наконец резкое уменьшение

Таблица 1

$N_{\text{реж}}$	$T_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	$q, \text{МВт/м}^2$	$x_{\text{вых}}$	$\tau_{\text{cr}}(\text{экс}), \text{с}$	$\tau_{\text{cr}}(\delta), \text{с}$	$\tau_{\text{cr}}(q), \text{с}$
1	245	2,17	0,506	0,56	0,80	0,54
2	261	1,84	0,482	0,96	0,95	0,82
3	284	1,70	0,546	0,70	0,65	0,55
4	205	2,48	0,235	0,55	--	0,58
5	228	2,22	0,269	0,65	--	0,63

Таблица 2

$\tau, \text{с}$	$\rho_w, \text{кг/(м}^3\text{с)}$	x	φ	$q_w, \text{МВт/м}^2$	$q_{\text{cr}}, \text{МВт/м}^2$	$\delta, \text{мм}$
0,05	2190	0,123	0,632	1,905	3,073	0,282
0,20	2105	0,154	0,677	1,953	2,894	0,291
0,40	1743	0,197	0,716	1,858	2,727	0,291
0,60	1517	0,290	0,776	1,899	2,343	0,217
0,80	1262	0,447	0,845	1,872	1,890	0,093
0,95	1111	0,546	0,882	1,884	1,724	0,080

Таблица 3

$\tau, \text{с}$	$\rho_w, \text{кг/(м}^3\text{с)}$	x	φ	$q_w, \text{МВт/м}^2$	$q_{\text{cr}}, \text{МВт/м}^2$	$\delta, \text{мм}$
0,05	2165	0,139	0,661	2,147	2,980	0,298
0,20	2401	0,112	0,606	2,190	3,136	0,244
0,40	2177	0,147	0,670	2,233	2,921	0,284
0,60	1971	0,219	0,732	2,321	2,518	0,238
0,65	1738	0,269	0,764	2,524	2,338	0,213

вблизи кризиса (режим 2, табл. 2). В этом случае, сформировавшись в стационарном режиме, за время до возникновения кризиса теплообмена пристенная пленка жидкости проходит все стадии взаимодействия с парокапельным ядром потока от разбухания до микропленки. Такой процесс наблюдается в экспериментальных режимах 1-3. Кризис теплообмена в этих режимах с той

или иной степенью точности может быть рассчитан как по предельному значению толщины пристенной пленки жидкости, близкому к значению 0,08 мм, так и по достижению плотности теплового потока на стенке трубы критического значения, определяемого по зависимости (10).

В случае больших недогрева теплоносителя на входе (режимы 4, 5) в стационарном режиме

дисперсно-кольцевой поток на выходе из канала только начал формироваться, его протяженность незначительна и он неустойчив. Нестационарный процесс с падением расхода в таких условиях характеризуется пульсациями расхода и паросодержания на выходе и наличием толстой пристенной пленки жидкости (режим 5 табл. 3). В таком нестационарном режиме кризис наступает при толстой пленке в результате ее разрушения.

Выводы

1. Модификация математической модели в части замыкающих уравнений, описывающих тепломассоперенос в дисперсно-кольцевом режиме течения, позволила рассчитать время до наступления кризиса теплообмена в нестационарном режиме с падением расхода теплоносителя в вертикальной парогенерирующей трубе по зависимости для критического теплового потока, полученной в стационарных условиях.

2. Исследование поведения пристенной пленки жидкости в дисперсно-кольцевом потоке в нестационарном режиме с падением расхода теплоносителя показало, что существуют режимы, при которых кризис теплообмена не удается определить по предельному значению толщины пристенной пленки жидкости и такие режимы нуждаются в дальнейшем экспериментальном изучении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хабенский В.Б., Зейгарник Ю.А., Малкин С.Д. Расчетные формулы для кризиса теплоотдачи при кипении в пучках стержней для контурных теплогидравлических кодов // Теплоэнергетика. – 2003. – № 11. – С. 73-77.
2. Ковецкая М.М., Колесниченко Ю.М., Лаврик В.М. Актуальные вопросы исследования кризиса теплообмена в каналах сложной геометрии // Промышленная теплотехника. – 2004. Т. 26, № 4. – С. 53-58
3. Кузнецов Ю.Н. Теплообмен в проблеме безопасности ядерных реакторов. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 296 с.
4. Домашев Е.Д., Ковецкая М.М., Портной С.Я. Модели распределения жидкости в дисперсно-кольцевом потоке для расчета кризиса теплообмена в нестационарных режимах // Труды международной конференции “Теплофизика-90”, Обнинск. 1991. – Т. 2. – С. 305-309.
5. Левитан Л.Л., Лоладзе М.Ш. и др. Исследование гидродинамических характеристик дисперсно-кольцевого потока. Отчет ВТИ №13118. 1986.
6. Толубинский В.И., Домашев Е.Д., Годунов В.Ф. Повышение кризисных характеристик с помощью искусственной шероховатости на обогреваемых поверхностях парогенерирующих каналов. В сб. Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика. Л.: Наука, 1987. – С. 213-232.

Получено 19.01.2007 г.