



Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

А. А. Ивашкевич, Упрощенная пленочная модель кризиса теплоотдачи в трубах,
ТВТ, 2012, том 50, выпуск 1, 112–117

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.14.89

19 марта 2025 г., 08:19:47



ТЕПЛОМАССОБМЕН И ФИЗИЧЕСКАЯ ГАЗОДИНАМИКА

УДК 536.248.2

УПРОЩЕННАЯ ПЛЕНОЧНАЯ МОДЕЛЬ КРИЗИСА ТЕПЛООТДАЧИ В ТРУБАХ

© 2012 г. А. А. Ивашкевич

г. Обнинск

Поступила в редакцию 22.06.2010 г.

Предложена упрощенная модель кризиса теплоотдачи при вынужденном течении воды в трубах. Получена формула для критического теплового потока. Проверка показала, что эта формула с одним эмпирическим коэффициентом обобщает 4745 опытных значений критических тепловых потоков со среднеквадратичной погрешностью, равной 0.0691 в широких диапазонах изменения параметров.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из факторов, ограничивающих мощность ядерных реакторов типа ВВЭР, является критический тепловой поток. Для расчета критического теплового потока при вынужденном течении воды в трубах предложены эмпирические формулы [1–5]. Для обобщения опытных данных желательнее знать вид зависимости критического теплового потока от параметров. Использование модели дает возможность получить вид этой зависимости. Модель позволяет получить более надежные и более точные расчетные рекомендации.

КРАТКИЙ ОБЗОР

В монографии [6] рассмотрены следующие модели кризиса теплоотдачи при вынужденном течении воды в трубах.

1. Гидродинамическая модель кризиса кипения. Кризис наступает в результате нарушения гидродинамической устойчивости встречных потоков: пузырьков пара,двигающихся от стенки, и струек жидкости, подтекающих к стенке.

2. Высыхание пленки жидкости, текущей по стенке. Кризис теплоотдачи происходит в результате высыхания пленки жидкости. Количество жидкости, текущей в пленке, определяет критическую плотность теплового потока. Увеличение массовой скорости уменьшает расход жидкости в пленке.

3. Граничное паросодержание. В узком диапазоне паросодержаний происходит существенное снижение критической плотности теплового потока. Это понижение обусловлено снижением интенсивности влагообмена между пленкой и ядром потока.

4. Кризис орошения. Кризис теплоотдачи при $x > x_{кр}$ получил название кризиса орошения.

Кроме вышеперечисленных моделей предложено множество других моделей кризиса теплоот-

дачи, однако адекватная модель еще не найдена. Это можно объяснить сложностью и недостаточной изученностью процесса кризиса теплоотдачи. Разработки новых моделей продолжаются, в последнее время предложены модели [7–10].

Цель настоящей работы – предложить упрощенную модель кризиса теплоотдачи, получить вид зависимости критического теплового потока от параметров и проверить эту зависимость опытными данными.

УСЛОВИЕ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КРИЗИСА

Кризис кипения – сложный и недостаточно изученный процесс. Поэтому при разработке модели предстоит сделать предположения и допущения, справедливость которых в настоящее время нельзя доказать или опровергнуть из-за отсутствия соответствующих опытов. Справедливость модели можно будет оценить по тому, как полученная формула для критического теплового потока согласуется с опытными данными при условии, что число эмпирических коэффициентов меньше числа параметров, влияющих на кризис.

Рассмотрим возникновение кризиса в круглой длинной обогреваемой трубе, на вход которой подается недогретая вода, а выходит из трубы пароводяная смесь с небольшим паросодержанием. Тепловой поток выбран таким, чтобы кризис возник в конце зоны тепловыделения. Рассмотрим изменение режимов массо- и теплообмена по длине трубы. На первом участке трубы, когда температура стенки не достигла температуры начала образования пузырьков пара, тепловой поток от ламинарного подслоя отводится поперечным потоком воды. Температура ядра потока увеличивается. В начале второго участка трубы температура стенки достигает значения, при котором на стенке образуется монослой небольших пузырьков пара, скользящих вдоль стенки, не отрываясь от нее.

Около стенки образуется пристенный двухфазный слой. Пузырьки пара играют роль минитепловых труб. У основания пузырьков жидкость испаряется, а на вершинах происходит конденсация. Тепловой поток от вершин пузырьков пара отводится конвекцией однофазной воды. Температура ядра потока воды увеличивается по длине трубы. В начале третьего участка трубы пузырьки пара отрываются от стенки и уносятся в ядро потока. Начинается интенсивный рост истинного паросодержания потока (начало парообразования). Для расчета относительной энтальпии потока в сечении начала парообразования в работе [11] была предложена формула

$$x_{н.п} = -a_1 Z \text{Re}^{0.2}, \quad (1)$$

где $a_1 = 17$, $Z = q/\rho w r$, $\text{Re} = D_0 \rho w / \mu'$, ρw – массовая скорость, D_0 – диаметр трубы, r – теплота парообразования, μ' – вязкость жидкости. В работе [12] было предложено теоретическое обоснование формулы (1) и получено значение $a_1 = 13-24$. Для $x_{н.п}$ предложены и другие формулы [13].

Пузырьки пара, отрываются от стенки, играют роль “спусковых крючков”. Они препятствуют влагообмену между ядром потока и пристенным слоем жидкости. Поперечный поток воды уменьшается, вследствие чего расход воды в пристенном слое снижается, что увеличивает количество пара в потоке и т.д. Принимая во внимание результаты опытов работы [14], в которой исследовался расход жидкости в пристеночной пленке, полагаем, что кризис возникает вследствие полного испарения жидкости в пристенном слое

$$G_{п.с} = 0, \quad (2)$$

где $G_{п.с}$ – расход жидкости в пристенном слое (в пленке) в сечении кризиса.

Полное испарение воды в пристенном слое происходит на длине от начала парообразования до места кризиса.

Если уменьшить тепловой поток и увеличить длину трубы, то после третьего участка начнется четвертый участок, на котором закономерности возникновения кризиса будут другими. В данной работе кризис на четвертом участке не рассматривается.

УРАВНЕНИЕ КРИЗИСА

Рассмотрим изменение расхода воды в пристенном слое длиной dL на третьем участке. Изменение расхода воды зависит от массовых скоростей испарения, притока из ядра потока и уноса из пристенного слоя

$$dG_{п.с} = \Pi(-j_{ис} + j_{пр} - j_{ун})dL, \quad (3)$$

где Π – периметр, $j_{ис}$ – массовая скорость испарения жидкости, $j_{пр}$ – массовая скорость притока жидкости из ядра потока, $j_{ун}$ – массовая скорость уноса жидкости из пристенного слоя, L – длина.

Выше была выдвинута гипотеза: кризис теплоотдачи при $x < 0$ и небольших положительных x в основном обусловлен испарением жидкости в пристенном слое. Исходя из этого, примем упрощения: пренебрежем притоком и уносом жидкости из пристенного слоя по сравнению с расходом жидкости в пристенном слое. Естественно, что это ограничит область применения модели ($x_{кр} < x_{гр}$). Отметим, что приведенные выше модели кризиса из [6] не исключают возможность равенства нулю притока жидкости из ядра потока и уноса жидкости из пристенного слоя вследствие снижения влагообмена между ядром потока и пристенным слоем. Также отметим, что эти упрощения не применимы при $x_{кр} > x_{гр}$.

Массовую скорость испарения жидкости выразим как

$$j_{ис} = q/r, \quad (4)$$

где q – плотность теплового потока, r – теплота парообразования.

После подстановки выражения для массовой скорости испарения (4) в уравнение (3), интегрирования и подстановки в уравнение (2) получаем уравнение кризиса в виде

$$G_{п.с.н} - \int_{L_{н.п}}^{L_{кр}} (\Pi q/r) = 0, \quad (5)$$

где $G_{п.с.н}$ – расход жидкости в пристенном слое непосредственно после начала парообразования, $L_{н.п}$ – расстояние от входа до сечения начала парообразования, $L_{кр}$ – расстояние от входа до сечения кризиса.

Методы расчета расхода жидкости в пристенном слое в настоящее время не разработаны. Известно [5, 6], что с возрастанием числа Вебера расход жидкости в пристенном слое (в пленке) уменьшается. Исходя из этого, для относительно-го расхода воды в пристенном слое непосредственно после начала парообразования примем следующий вид зависимости:

$$B_2 = \frac{1}{1 + a_2 \text{We}}, \quad (6)$$

где $B_2 = G_{п.с.н}/G$ – относительный расход жидкости в пристенном слое непосредственно после сечения начала парообразования, G – расход через трубу, $\text{We} = \rho w [D_0 v''/\sigma]^{0.5}$ – критерий Вебера, v'' – удельный объем пара, σ – поверхностное натяжение. Выражение для критерия Вебера было взято из работы [15]. Формула (6) удовлетворяет предельным переходам: при $\text{We} = 0$ $B_2 = 1$, при $\text{We} = \infty$ $B_2 = 0$.

Примем упрощение, что тепловой поток постоянен по длине трубы. После интегрирования уравнения (5) получаем уравнение кризиса в виде

$$G_{п.с.н} - (\Pi q/r)(L_{кр} - L_{н.п}) = 0. \quad (7)$$

Таблица 1. Диапазоны параметров и погрешности, с которыми формула (10) обобщает опытные данные по $q_{кр}$ в трубах при $-0.6 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$ и $x_{вх} < x_{н.п}$

Число опытов	4745	
Давление p , МПа	0.97–20.0	
Массовая скорость ρ_w , кг/(м ² с)	201–9876	
Относительная энтальпия на входе $x_{вх}$	–2.58...–0.017	
Относительная энтальпия на выходе $x_{кр}$	–0.594–0.289	
Диаметр трубы D_0 , мм	3.8–19.9	
Обогреваемая длина трубы L_0 , мм	250–6000	
Критерий Рейнольдса	1.77×10^4 – 1.31×10^6	
Критерий Вебера	119–281	
Критический тепловой поток, МВт/м ²	0.343–14.8	
Число коэффициентов	1	2
Коэффициент a_1	17*	18.7
Коэффициент a_2	0.0127	0.00918
Среднеарифметическая погрешность $\delta_{ар}$	–0.0032	–0.0056
Среднеквадратичная погрешность $\sigma_{ск}$	0.0691	0.0678

* Значение задано.

В (7) $L_{н.п}$ – расстояние от входа до сечения начала парообразования, $L_{кр}$ – расстояние от входа до сечения кризиса.

Выразим длины $L_{кр}$ и $L_{н.п}$ через относительные энтальпии $x_{кр}$ и $x_{н.п}$ по уравнению баланса тепла, где $x_{кр}$ – относительная энтальпия (паросодержание) в сечении кризиса, $x_{н.п}$ – относительная энтальпия потока в сечении начала парообразования. Выразим $x_{н.п}$ по уравнению (1). Получаем уравнение кризиса

$$B_2 - x_{кр} - B_1 Z = 0, \quad (8)$$

где $B_1 = a_1 \text{Re}^{0.2}$.

Это уравнение неудобно для практического использования, так как оно не разрешено относительно $q_{кр}$. После преобразований из уравнения (8) получаем приближенное выражение для критического теплового потока в зависимости от $x_{кр}$ в длинных равномерно обогреваемых трубах

$$q_{кр} = \frac{\rho_w r}{a_1 \text{Re}^{0.2}} \left(\frac{1}{1 + a_2 \text{We}} - x_{кр} \right). \quad (9)$$

Известно [1–3, 16], что формулы, в которые входит в качестве параметра $x_{кр}$, обобщают опытные данные с большей среднеквадратичной по-

грешностью по сравнению с формулами, в которые входит $x_{вх}$, при прочих равных условиях, где $x_{вх}$ – относительная энтальпия потока на входе в трубу. Это объясняется тем [16], что величина $x_{кр}$ не измеряется в опытах, а рассчитывается через $x_{вх}$ по уравнению баланса тепла. Вследствие этого погрешность $x_{кр}$ значительно больше погрешности $x_{вх}$. Поэтому заменим в формуле (9) $x_{кр}$ на $x_{вх}$ по уравнению баланса тепла. Получаем приближенное выражение для критического теплового потока в зависимости от $x_{вх}$ при вынужденном течении воды в длинных равномерно обогреваемых трубах:

$$q_{кр} = \frac{\rho_w r}{a_1 \text{Re}^{0.2} + (4L_0/D_0)} \left(\frac{1}{1 + a_2 \text{We}} - x_{вх} \right), \quad (10)$$

где L_0 – обогреваемая длина трубы.

Эта формула является итоговой, она содержит два коэффициента, из которых коэффициент a_2 – эмпирический, а коэффициент a_1 может быть взят равным 17 (он был найден в работе [11] из опытов по исследованию истинного паросодержания при тепловых потоках меньше критических (см. формулу (1)).

ГРАНИЧНОЕ ПАРОСОДЕРЖАНИЕ

Известно [17], что при паросодержаниях $x_{кр} = x_{гр}$ происходит резкое уменьшение критического теплового потока. Это явление в монографии [17] было названо кризисом второго рода, а $x_{гр}$ – граничным паросодержанием. Для расчета граничного паросодержания при вынужденном течении воды в трубах в работах [15, 17–19] предложены расчетные соотношения, в частности [15] содержит формулу

$$x_{гр} = 1 - 0.86 \exp(-19/\text{We}). \quad (11)$$

Предложенная модель применима при $x_{кр} < x_{гр}$.

ПРОВЕРКА ФОРМУЛЫ ДЛЯ КРИТИЧЕСКОГО ТЕПЛОвого ПОТОКА

При проверке формулы (10) для критического теплового потока использовались опытные данные по критическим тепловым потокам при вынужденном течении воды в равномерно обогреваемых трубах из банка [20], в котором собраны опытные данные из различных исследований. Применялись опытные данные для длинных труб (т.е. при $x_{вх} < x_{н.п}$) и при $-0.6 \leq x_{кр} < 0.8x_{гр}$ (величины $x_{н.п}$ и $x_{гр}$ рассчитывались по формулам (1) и (11) соответственно, множитель 0.8 взят в качестве запаса на возможную погрешность формулы (11)). Результаты проверки формулы (10) даны в табл. 1, в которой приведены число опытов, диапазоны параметров, значения коэффициентов a_1 и a_2 , среднеарифметическая $\delta_{ар}$ и среднеквадратичная $\sigma_{ск}$ погрешности формулы (10). Проверка

Таблица 2. Диапазоны параметров и погрешности, с которыми формула (10) обобщает опытные данные по $q_{кр}$ в трубах в областях $-0.6 < x_{кр} < 0$ и $0 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$

Ограничения	$-0.6 < x_{кр} < 0$ и $x_{вх} < x_{н.п}$	$0 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$ и $x_{вх} < x_{н.п}$
Число коэффициентов	2	2
Число опытов	1350	3395
Давление p , МПа	3.0–20.0	0.97–20.0
Массовая скорость w , кг/(м ² с)	345–8876	201–8887
Относительная энтальпия на входе $x_{вх}$	–2.58...–0.017	–2.58...–0.083
Относительная энтальпия на выходе $x_{кр}$	–0.594–0	0.001–0.289
Диаметр трубы D_o , мм	3.8–10.0	3.8–19.9
Обогреваемая длина трубы L_o , мм	250–4000	295–6000
Критерий Рейнольдса	6.18×10^4 – 1.31×10^6	1.7×10^4 – 1.3×10^6
Критерий Вебера	158–290	78.4–185
Критический тепловой поток, МВт/м ²	0.643–14.8	0.343–6.32
Коэффициент a_1	17.8	14.5
Коэффициент a_2	0.0116	0.0110
Среднеарифметическая погрешность $\delta_{ар}$	–0.0020	–0.0057
Среднеквадратичная погрешность $\sigma_{ск}$	0.0684	0.0636

проводилась в два этапа. На первом этапе оптимизировался один коэффициент a_2 , второй коэффициент был принят равным $a_1 = 17$. Это значение было получено в [11] на основании опытов по исследованию истинного паросодержания при тепловых потоках меньше критических. Из табл. 1 видно, что формула (10) обобщает 4745 опытных значений $q_{кр}$ из восьми различных исследований с погрешностями $\delta_{ар} = -0.0052$ и $\sigma_{ск} = 0.0691$ в широких диапазонах изменения параметров. Эти результаты показывают, что формула (10), содержащая всего один коэффициент, описывает влияние на $q_{кр}$ четырех параметров: массовой скорости, относительной энтальпии (паросодержания), диаметра трубы и давления (свойств жидкости и пара). Все параметры изменялись в широких пределах: давление – в 20 раз, массовая скорость – в 49 раз, диаметр трубы – в 5 раз, относительная энтальпия – от –2.58 до 0.289. Опытные значения критического теплового потока менялись более чем в 43 раза.

Подтверждение формулы (10) опытными данными можно рассматривать как косвенное доказательство того, что модель в целом правильно отражает основные закономерности кризиса теплоотдачи и что допущения и приближения, принятые в модели, являются обоснованными.

На втором этапе проверки оптимизировались оба коэффициента a_1 и a_2 , результаты также приведены в табл. 1. Среднеквадратичная погрешность формулы (10) уменьшилась до 0.0648. Оптимальные значения коэффициентов a_1 и a_2 изменились незначительно. Отметим, что полученное оптимальное значение коэффициента $a_1 = 18.7$

близко к значению $a_1 = 17$ в формуле (1), которое было получено в опытах [11]. Это можно рассматривать как подтверждение обоснованности использования формулы (1) в уравнении кризиса (8).

Анализ опытов показал, что при $x_{кр} = 0$ наблюдается тенденция изменения зависимости $q_{кр}$ от $x_{кр}$. Исходя из этого, область $-0.6 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$ была разделена на две области $-0.6 < x_{кр} < 0$ и $0 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$. Результаты проверки формулы (10) с двумя коэффициентами в этих областях приведены в табл. 2, из которой видно, что оптимальные значения коэффициентов a_1 и a_2 несколько изменились, а среднеквадратичная погрешность уменьшилась до 0.0684 и 0.0636 соответственно для областей $-0.6 < x_{кр} < 0$ и $0 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$.

Для детальной проверки формулы (10) с одним эмпирическим коэффициентом ($a_2 = 0.0127$) диапазон каждого параметра (давления, массовой скорости, относительной энтальпии на выходе, диаметра трубы и относительной длины трубы) был разделен на четыре поддиапазона и для каждого поддиапазона были найдены число опытов и среднеквадратичная погрешность формулы (10). Результаты проверки каждого из двадцати поддиапазонов опытных данных приведены в табл. 3, из которой видно, что среднеквадратичная погрешность формулы (10) несущественно изменяется при изменении каждого режимного параметра. Этот результат подтверждает физическую обоснованность формулы (10).

На основании результатов проверки формулы (10) можно сделать вывод о том, что относительная энтальпия начала парообразования и относи-

Таблица 3. Диапазоны параметров, числа опытов и погрешности, с которыми формула (10) обобщает опытные данные по $q_{кр}$ в трубах при $-0.6 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$ и $x_{вх} < x_{н.п.}$, $a_1 = 17$, $a_2 = 0.0127$

Параметры	Диапазоны параметров			
Давление p , МПа	0.97–8.0	8.0–13.0	13.0–17.0	17.0–20.0
Число опытов	659	1262	1701	1123
Среднеквадратичная погрешность	0.0779	0.0544	0.0674	0.0800
Массовая скорость ρw , кг/(м ² с)	201–1500	1500–3000	3000–5000	5000–9876
Число опытов	976	1891	1410	468
Среднеквадратичная погрешность	0.0846	0.0708	0.0882	0.0910
Относительная энтальпия на выходе	–0.594...–0.2	–0.2–0	0–0.15	0.15–0.289
Число опытов	277	1052	3042	374
Среднеквадратичная погрешность	0.117	0.0625	0.0656	0.0672
Диаметр трубы D_0 , мм	3.8–7.0	7.0–9.0	9.0–12	12–19.9
Число опытов	1184	2155	1393	13
Среднеквадратичная погрешность	0.0745	0.0637	0.0719	0.0906
Относительная длина трубы	29.4–100	100–250	250–500	500–1026
Число опытов	945	2785	846	169
Среднеквадратичная погрешность	0.0886	0.0652	0.0695	0.0421

тельный расход жидкости в пристенном слое непосредственно после начала парообразования влияют на кризис теплоотдачи.

ОБСУЖДЕНИЕ

Предложенная модель учитывает влияние предыстории потока. Это влияние проявляется через испарение жидкости в пристенном слое на длине от начала парообразования до места кризиса (см. формулу (5)). Отметим, что модели, предложенные в работах [7, 9, 10], не учитывают влияния предыстории потока.

Среднеквадратичные погрешности, с которыми формула (10) обобщает опытные данные, не превышают 0.07 (см. табл. 1, 2). Для сравнения отметим, что в работах [1–4] были предложены формулы, обобщающие опытные данные по $q_{кр}$ в трубах с $\sigma_{ск} = 0.055–0.07$. В этих формулах число эмпирических коэффициентов превышало число параметров, влияющих на кризис. Также отметим, что в работе [21] была найдена среднеквадратичная погрешность опытов контрольного эксперимента по $q_{кр}$, равная 0.043.

Проведенная выше проверка показала, что формула (10) с одним эмпирическим коэффициентом описывает влияние на $q_{кр}$ четырех параметров: массовой скорости, относительной энтальпии (паросодержания), диаметра трубы и давления (свойств жидкости и пара) (см. табл. 1). Это можно рассматривать как косвенное подтверждение того, что формула (10) в общем правильно отражает основные закономерности кризиса кипения.

В модели был принят ряд упрощений: рассмотрен случай равномерного тепловыделения по длине, пренебрегалось притоком жидкости из ядра потока и уносом жидкости из пристенного слоя, влиянием условий на входе и т.д. Это было сделано с целью получения формулы для критического теплового потока, которая содержала бы минимум эмпирических коэффициентов. Отказ от упрощений позволит получить более совершенную модель кризиса, но одновременно приведет к увеличению числа эмпирических коэффициентов.

Предложенную модель следует рассматривать как рабочую гипотезу. В настоящее время нет опытов, подтверждающих принятые в модели допущения и упрощения, как нет и опытов, опровергающих эти допущения и упрощения. Подтверждение опытами формулы (10), которая получена на основании модели, косвенно доказывает обоснованность принятых допущений и упрощений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложена упрощенная модель кризиса теплоотдачи при вынужденном течении воды в длинных равномерно обогреваемых трубах. Модель применима при $x_{вх} < x_{н.п.}$ и $x_{кр} < x_{гр}$.

2. Получена приближенная формула (10) для критического теплового потока при вынужденном течении воды в равномерно обогреваемых длинных трубах. Эта формула содержит два коэффициента, из которых эмпирическим является один.

3. В области $-0.6 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$ формула (10) с одним эмпирическим коэффициентом обобщает 4745 опытных значений критического теплового потока из восьми исследований со среднеквадратичной погрешностью, равной 0.0691 в широких диапазонах изменения параметров (см. табл. 1).

4. В областях $-0.6 < x_{кр} < 0$ и $0 < x_{кр} < 0.8x_{гр}$ формула (10) с двумя коэффициентами обобщает 1350 и 3395 опытных значений критического теплового потока соответственно со среднеквадратичными погрешностями, равными 0.0684 и 0.0636 (см. табл. 2).

5. Модель следует рассматривать как рабочую гипотезу, на основании которой получена формула (10) для критического теплового потока, которая подтверждается опытными данными в широких диапазонах изменения параметров. Это можно рассматривать как косвенное подтверждение обоснованности допущений, принятых в модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Зенкевич Б.А., Песков О.Л., Петрищева Г.А. и др.* Анализ и обобщение опытных данных по кризису теплоотдачи при вынужденном течении кипящей воды в трубах. М.: Атомиздат, 1969. 432 с.
2. *Смолин В.Н., Шпанский С.В., Есиков В.И.* Методика расчета кризиса теплоотдачи в трубчатых твэлах при их охлаждении водой и пароводяной смесью. // Теплоэнергетика. 1977. № 12. С. 30.
3. *Кириллов П.Л., Бобков В.П., Виноградов В.Н. и др.* Рекомендации по расчету кризиса теплообмена в трубах на основе банка экспериментальных данных // Атомная энергия. 1985. Т. 59. Вып. 1. С. 3.
4. *Громова И.И., Есиков В.И., Смолин В.Н.* Расчет кризиса теплоотдачи при кипении в трубчатых твэлах на основе контрольного эксперимента // Атомная энергия. 1990. Т. 69. Вып. 4. С. 219.
5. *Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / Под ред. Кириллова П.Л. М.: Энергоатомиздат. 1990. 360 с.
6. *Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. и др.* Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 548 с.
7. *Торгерсон Е.Дж., Небэл Д.Х., Джипбонс Дж.Х.* Модель кризиса теплоотдачи при кипении с недогревом в условиях вынужденной конвекции // Теплопередача. 1974. Т. 96. № 1. С. 82.
8. *Ивашкевич А.А.* Приближенная модель кризиса кипения воды в длинных равномерно обогреваемых трубах (нелинейное приближение). Препринт № 2352. Обнинск: ФЭИ, 1994. 18 с.
9. *Павлов Ю.М., Захаров С.В.* Кризис пузырькового кипения жидкости в каналах (физическая модель, методика расчета) // Тр. III Рос. нац. конф. по теплообмену. М., 2002. Т. 1. С. 88.
10. *Захаров С.В., Носов А.М., Павлов Ю.М.* Кризис теплоотдачи в дисперсно-кольцевом режиме течения при высоких паросодержаниях потока // Вестн. МЭИ. 2006. № 5. С. 100.
11. *Молочников Ю.С., Баташова Г.Н., Михайлов В.Н. и др.* Обобщение экспериментальных данных по истинным объемным паросодержаниям при кипении воды с недогревом. // Теплоэнергетика. 1982. № 7. С. 47.
12. *Ивашкевич А.А.* Начало интенсивного парообразования в трубе // Теплоэнергетика. 1992. № 1. С. 65.
13. *Бартоломей Г.Г., Михайлов В.Н.* Энтальпия начала интенсивного парообразования // Теплоэнергетика. 1987. № 2. С. 17.
14. *Нигматулин Б.И.* Кризис теплоотдачи и расход жидкости в пленке при течении дисперсно-кольцевых потоков // ТВТ. 1979. Т. 17. № 3. С. 1254.
15. *Гальченко Э.Ф., Сергеев В.В.* К обобщению опытных данных по граничным паросодержаниям // Теплоэнергетика. 1983. № 3. С. 58.
16. *Ивашкевич А.А.* Выбор параметров для обобщения опытных данных по критической плотности теплового потока при течении воды в трубах // Теплоэнергетика. 2000. № 5. С. 43.
17. *Дорошук В.Е.* Кризисы теплообмена при кипении воды в трубах. М.: Энергоатомиздат, 1983. 120 с.
18. *Кутателадзе С.С.* О граничном паросодержании при кипении в трубе // Теплоэнергетика. 1979. № 6. С. 54.
19. *Ивашкевич А.А.* О граничном паросодержании при течении воды в трубах. Препринт № 2139. Обнинск: ФЭИ, 1990. 16 с.
20. *Бобков В.П., Блохин А.И., Ивашкевич А.А. и др.* Центр теплофизических данных для ядерных энергетических установок // Атомная энергия. 1982. Т. 53. Вып. 3. С. 183.
21. *Зятнина О.А., Ивашкевич А.А.* Расчет погрешностей контрольного эксперимента по кризису теплоотдачи при течении воды в трубах // Атомная энергия. 1986. Т. 60. Вып. 6. С. 409.