

ПРОФИЛИРОВАНИЕ АКТИВНОЙ ЗОНЫ ГАЗООХЛАЖДАЕМОГО ЯДЕРНОГО РЕАКТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНТЕНСИФИКАТОРОВ ТЕПЛООБМЕНА

В.С. Кузеванов, С.К. Подгорный

Филиал МЭИ в г. Волжском

404110, Волгоградская обл., г. Волжский, просп. Ленина, 69

Р

Необходимость в профилировании активных зон по расходу теплоносителя возникает вследствие исполнения требований по температурным полям в элементах активных зон [1 – 3]. Однако профилирование активной зоны (АЗ) любого реактора неизбежно приводит к увеличению перепада давления в АЗ и энергозатрат на обеспечение циркуляции теплоносителя в первом контуре. Естественным при этом является выбор принципа (условия) профилирования в сочетании с установкой интенсификаторов теплообмена для выполнения требований безопасности при наименьших энергозатратах на прокачку теплоносителя.

Результат профилирования АЗ ядерного реактора с идентичными охлаждающими каналами можно предсказать на качественном уровне без детальных расчетов. Поэтому выбор принципа профилирования в этом случае, как правило, не представляет труда и требует детальных расчетов, только если профилирование сопровождается установкой локальных интенсификаторов теплообмена. Иная ситуация возникает, если в АЗ имеются охлаждающие каналы различной геометрии. В этом случае неизбежен детальный расчет влияния профилирования и интенсификаторов теплообмена на изменение температурных полей.

Работа посвящена определению изменения максимальных температур стенок охлаждающих каналов высокотемпературных ядерных реакторов с газовым теплоносителем при комбинированном использовании эффектов профилирования массового расхода теплоносителя и установки в каналы интенсификаторов теплообмена. Рассмотрены различные условия профилирования. Используются полученные авторами расчетные зависимости и методика определения термических параметров теплоносителя и максимальных температур стенок поверхностей теплообмена в системе параллельных охлаждающих каналов.

Проведены вариантные расчеты АЗ ядерного реактора ЯЭУ проекта «ГТ-МГР» [4 – 6] с охлаждающими каналами разных диаметров. Определены распределения расходов теплоносителя и температур в охлаждающих каналах при различных условиях профилирования с помощью местных сопротивлений и интенсификаторов теплообмена. Выявлены предпочтительные варианты, обеспечивающие наименьшую максимальную температуру стенки наиболее теплонапряженного канала при наименьшем перепаде давления на АЗ.

Метод расчета верифицирован путем прямого сравнения расчетных результатов, полученных по предложенному алгоритму, с результатами CFD-моделирования [7 – 13].

Ключевые слова: профилирование активной зоны, интенсификация теплообмена, распределение массовых расходов, максимальная температура стенки канала.

ВВЕДЕНИЕ

Одной из существенных проблем реализации газоохлаждаемых ядерных реакторов является высокая термическая напряженность активной зоны ввиду необходимости достижения высокой температуры газового теплоносителя, что, соответственно, приводит к высоким температурам стенок охлаждающих каналов. Вследствие неравномерности тепловыделения в АЗ максимальные температуры стенок в разных каналах отличаются. При заданных общем расходе теплоносителя и средней температуре на выходе из АЗ реактора снижение максимальной температуры стенки в наиболее термически напряженной группе каналов возможно, если расход теплоносителя через эту группу каналов будет увеличен путем профилирования массовых расходов. Возможен и другой вариант – установка в данной группе каналов интенсификаторов теплообмена при сохранении расхода теплоносителя. Очевидно, что в любом варианте организации изменения гидравлических (аэродинамических) характеристик АЗ общий перепад давления на активной зоне возрастает. Оптимальным при реализации мероприятий по уменьшению максимальной температуры стенки охлаждающих каналов будет вариант, когда приемлемая температура стенки всех каналов достигается при минимальном увеличении перепада давления на активной зоне реактора.

Влияние профилирования массового расхода теплоносителя в газоохлаждаемом реакторе на основные параметры газа и температуру стенок охлаждающих каналов исследовано в работе [14]. Влияние установки интенсификаторов теплообмена на изменение максимальной температуры стенки канала рассмотрено в работе [15].

Работа посвящена определению эффекта изменения максимальных температур стенок от профилирования массового расхода теплоносителя в АЗ с использованием для профилирования интенсификаторов теплообмена. Рассмотрены различные условия профилирования при равных

- подогревах или приращениях энтальпий в охлаждающих каналах;
- массовых расходах теплоносителя в каналах;
- максимальных температурах стенок охлаждающих каналов.

Как и в [14, 15], исследуется активная зона газоохлаждаемого ядерного реактора проекта «ГТ-МГР» [4 – 6]. При проведении теоретического и расчетного анализа приняты неизменными следующие базовые параметры системы: общий массовый расход газового теплоносителя G_0 , средняя температура теплоносителя на выходе из АЗ $T_{ср}$, тепловая мощность реактора Q_0 , температура теплоносителя на входе в активную зону T_0 .

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Уравнения для расчета распределения массовых расходов теплоносителя по группам идентичных охлаждающих каналов были получены в [14]. При этом каналы одной группы имеют одинаковые диаметр и тепловую нагрузку, всего m групп идентичных каналов.

Связь общей потери давления теплоносителя ΔP (составляющей перепада давления, возникающей за счет изменения температуры, ввиду ее незначительности, можно пренебречь) при прохождении от входа в АЗ до выхода из нее с общим массовым расходом G_0 теплоносителя выглядит так:

$$\Delta P = 8 \cdot \left(\xi_m \cdot \frac{l}{d_m} + \xi_{m,m} \right) \cdot \frac{1}{\rho_m} \cdot \left(G_0 / \left[\pi \cdot d_m^2 \cdot \sum_{i=1}^m \left(n_i \cdot \prod_{j=i}^m k_j \right) \right] \right)^2, \quad (1)$$

где n_i – число идентичных каналов в группе i , $1 \leq i \leq m$; ξ_i и $\xi_{m,i}$ – коэффициенты трения и коэффициенты местных сопротивлений, приведенные к средним термическим параметрам теплоносителя соответственно; l – высота АЗ, м; d_i – диаметры круглых каналов, м; ρ_i – средняя плотность теплоносителя, кг/м³.

Коэффициенты k_p для произвольной группы p каналов определены зависимостью

$$k_p = \sqrt{\rho_p (\xi_{p+1} l / d_{p+1} + \xi_{m,p+1} / [\rho_{p+1} (\xi_p l / d_p + \xi_{m,p})])} \cdot (d_p / d_{p+1})^2, \quad p \neq m, \quad k_m = 1, \quad (2)$$

а коэффициенты трения для технически гладких круглых каналов – зависимостью Блазиуса

$$\xi_p = 0.316 / \text{Re}_p^{0.25}. \quad (3)$$

Массовый расход теплоносителя G_p в единичном канале произвольной группы рассчитывается по уравнению

$$G_p = G_0 \prod_{j=p}^m k_j / \left(\sum_{i=1}^m n_i \prod_{j=i}^m k_j \right). \quad (4)$$

При известном расходе G_p в условиях постоянной удельной изобарной теплоемкости гелия $c_p = \text{const}$ легко получить соотношение для расчета температуры теплоносителя на выходе (индекс «вых») из канала группы p :

$$T_p^{\text{вых}} = T_0 + v_p Q_0 d_p / \left(G_p c_p \sum_{i=1}^m d_i \cdot n_i \right), \quad (5)$$

где v_p – отклонение тепловой нагрузки группы каналов p от средней нагрузки.

Необходимые для проведения расчетов теплофизические параметры газового теплоносителя (гелия) – средняя плотность $\rho_{\text{ср } p}$ и коэффициент динамической вязкости $\mu_{\text{ср } p}$ – находим по уравнениям состояния идеального газа и Сазерленда соответственно:

$$\rho_{\text{ср } p} = [\rho_0 + (P_0 - \Delta P) / (R_{\text{He}} \cdot T_p)] / 2, \quad (6)$$

$$\mu_{\text{ср } p} = [\mu_0 + \mu_0^* (T_p / T_0^*)^{3/2} \cdot (T_0^* + S) / (T_p + S)] / 2, \quad (7)$$

где P_0 – давление теплоносителя на входе в АЗ, Па; ρ_0 – плотность теплоносителя на входе в АЗ; R_{He} – индивидуальная газовая постоянная для гелия, Дж/кг·К; T_p – температура на выходе из произвольного канала p , К; μ_0^* – контрольная вязкость при температуре T_0^* (273 К), Па·с; S – постоянная Сазерленда или эффективная температура газа (справочная величина), К; μ_0 – вязкость при температуре и давлении на входе в АЗ, Па·с.

Принимаемое условие профилирования означает конкретизацию связи, по крайней мере, двух параметров теплоносителя. Для профилирования по условиям одинаковых массовых расходов в каналах и одинаковых подогревов теплоносителя в них функции связи расхода теплоносителя и его подогрева в любом канале тривиальны. Для профилирования по условию одинаковых максимальных температур стенок охлаждающих каналов в [14] получено уравнение связи расхода теплоносителя в канале и максимальной температуры его стенки $\Theta_{\text{ст}}^{\text{макс}}$ в форме

$$\frac{C1_i}{\xi_i} \cdot \frac{G_0}{G_i} = a^{1/2} \cdot \left(a - C2_i \cdot \frac{G_0}{G_i} \right)^{1/2}, \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} a &= \Theta_{\text{ст}}^{\text{макс}} - T_0 = \text{idem}; \\ C1_i &= \chi \cdot v_i / b_i \cdot c_p / (\pi \cdot l) \cdot \Delta T_{\text{cp}} / \left(\sum_{i=1}^m d_i \cdot n_i \right); \\ C2_i &= v_i \cdot \Delta T_{\text{cp}} \cdot d_i / \left(\sum_{i=1}^m d_i \cdot n_i \right); \\ b_i &= c_p / [8 \cdot f \cdot (k + \varepsilon(\text{Pr}))]. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Соотношение (8) получено с использованием зависимости для коэффициента теплоотдачи, предложенной Б.С. Петуховым [16]; $\varepsilon(\text{Pr})$ и k – параметры формулы Петухова для коэффициента теплоотдачи. В (9) χ – доля тепловой энергии, выделяющейся непосредственно в твэлах; ΔT_{cp} – среднее балансное значение подогрева теплоносителя в АЗ, К.

Очевидно, что при одном и том же расходе теплоносителя в канале и сохранении тепловой нагрузки значение максимальной температуры стенки канала зависит от того, гладкий канал или в нем есть протяженная зона с особенностями поверхности теплообмена – интенсификатор теплообмена. В [15] получена и верифицирована для газообразного теплоносителя зависимость, отражающая влияние установки интенсификатора теплообмена в гладкий канал на изменение максимальной температуры стенки в виде

$$\Theta_{\text{ст}}^* \text{ макс} = \Theta_{\text{ст.0}}^* \text{ макс} \cdot (1 + \gamma \cdot \delta T_{h.c} / \Theta_{\text{ст.0}}^* \text{ макс}) / (1 + \gamma), \quad (10)$$

где $\Theta_{\text{ст}}^* \text{ макс} = \Theta_{\text{ст}}^{\text{макс}} - T_{\text{int}}^{\text{н}}$, $\Theta_{\text{ст.0}}^* \text{ макс} = \Theta_{\text{ст.0}}^{\text{макс}} - T_{\text{int}}^{\text{н}}$, К; $T_{\text{int}}^{\text{н}}$ – температура теплоносителя на входе в зону установленного протяженного интенсификатора теплообмена, К; $\delta T_{h.c} = T_{h.c} - T_{\text{int}}^{\text{н}}$; $T_{h.c}$ – температура теплоносителя в сечении с максимальной температурой стенки канала, К; нижний индекс «0» относится к варианту технически гладкого канала.

В зависимости (10) параметр γ отражает влияние интенсификатора:

$$\gamma = H_0 / l_{\text{int}} \cdot (\Delta P / \Delta P_0 - 1), \quad (11)$$

где H_0 – высота АЗ, равная длине охлаждающего канала, м; l_{int} – длина интенсификатора теплообмена, м; ΔP_0 – перепад давления в технически гладком канале, Па; ΔP – перепад давления в канале с интенсификатором теплообмена при том же расходе теплоносителя в канале, Па.

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАСЧЕТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ

Перераспределение массовых расходов теплоносителя по охлаждающим каналам обычно реализуется путем установки индивидуальных местных сопротивлений на входе в каналы АЗ. Такая организация профилирования была рассмотрена в [14].

Использование интенсификаторов теплообмена в АЗ с однозначно профилированными массовыми расходами теплоносителя при известных местных сопротивлениях $\xi_{m,i}$ для каждого из идентичных каналов группы i предполагает выполнение очевидных соотношений:

$$\xi_{\text{int},i} + \xi_{m,i}^* = \xi_{m,i} \quad \xi_{\text{int},i} \leq \xi_{m,i} \quad (12)$$

где $\xi_{\text{int},i}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления единичного канала группы i при наличии в нем интенсификатора теплообмена; $\xi_{m,i}^*$ – измененные местные сопротивления для единичного канала группы i с интенсификатором теплообмена.

Однозначно профилированные массовые расходы определяются условием

$$G_p = G_0 / \sum_{i=1}^m n_i = \text{idem}$$

или условием $\Delta T_p = \Delta T_{cp} = \text{idem}$, когда

$$G_p = G_0 \cdot v_p \cdot d_p / \left(\sum_{i=1}^m d_i \cdot n_i \right) = \text{idem}.$$

Эти расходы не зависят от наличия интенсификаторов теплообмена в охлаждающих каналах.

Для вариантов профилирования массовых расходов можно рассчитать снижение максимальных температур стенок охлаждающих каналов разных групп по уравнению (10), если известны аэродинамические характеристики используемых при профилировании интенсификаторов теплообмена. Такие характеристики могут быть представлены в форме параметра γ из уравнения (11).

Активная зона реактора ЯЭУ проекта «ГТ-МГР» состоит из тепловыделяющих сборок (ТВС), выполненных из графита марки Н-451 [17, 18] в виде перфорированных призматических шестигранных блоков. Высота АЗ и длина каждого охлаждающего канала соответствуют высоте десяти ТВС. Очевидно, что интенсификатор теплообмена следует устанавливать в ТВС с максимальной температурой стенки охлаждающего канала. Для реактора ЯЭУ проекта «ГТ-МГР» это восьмая сборка по ходу движения теплоносителя. Возможен интенсификатор и большей длины с его установкой в нескольких последовательно соединенных ТВС, однако, как показано в [15], увеличение длины интенсификатора теплообмена в исследуемом реакторе свыше $0.1H_0$ мало влияет на обусловленную этим интенсификатором максимальную температуру стенки канала, но приводит к возрастанию перепада давления. Именно поэтому при анализе влияния интенсификатора теплообмена, когда условие профилирования сформулировано как $\Delta T_p = \text{idem}$, $G_p = \text{idem}$ или $\Theta_{ст,р}^{\text{макс}} = \text{idem}$, рассматривается вариант установки интенсификаторов в каналах только по длине кассет с максимальными температурами стенки каналов.

В отличие от условий профилирования $G_p = \text{idem}$ и $\Delta T_p = \text{idem}$ локальное распределение массовых расходов теплоносителя по условию $\Theta_{ст,р}^{\text{макс}} = \text{idem}$ зависит от того, имеются или нет в каналах интенсификаторы теплообмена. При этом базовое расчетное уравнение (8) для этого условия профилирования массовых расходов теплоносителя будет иметь вид

$$C1_i G_0 / (\xi_{int,i} G_i) = a^{1/2} \cdot (a - C2_i G_0 / G_i)^{1/2}, \quad (13)$$

где

$$\xi_{int,i} = \xi_{int,i} \cdot (1 + l_{int,i} \gamma / H_0). \quad (14)$$

Отметим, что здесь не конкретизируются особенности интенсификатора теплообмена, в частности, его конструктивное исполнение. Возможны многочисленные варианты. Считаем, что интегральные характеристики используемого интенсификатора, по которым можно рассчитать параметр γ , известны. Учитываем также то, что диапазон значений параметра γ ограничен:

$$0 < \gamma < \gamma^{\text{max}}. \quad (15)$$

Результаты работы [15] позволяют сделать оценку максимального значения $\gamma^{\text{max}} \approx 2.5$ из условия технических характеристик интенсификаторов, определяющих их аэродинамические характеристики. Все графики строятся и для значений $\gamma < \gamma^{\text{max}}$, т.е. для всех возможных значений γ . В данном случае ограничение по γ обусловлено лишь минимальным температурным напором между максимальной температурой стенки и температурой теплоносителя.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

В расчетах активной зоны газоохлаждаемого ядерного реактора проекта «ГТ-МГР» были учтены следующие конструктивные особенности АЗ.

Цилиндрическая кольцевая АЗ состоит из перфорированных графитовых шестигранных блоков (ТВС) с охлаждающими и топливными каналами. Толщина АЗ соот-

ветствует размеру трех рядов ТВС, поэтому выделены две периферийные (внешняя и внутренняя) и центральная области АЗ, каждая из которых состоит из одного ряда кассет, расположенных по окружности и имеющих свою удельную тепловую нагрузку. Охлаждающие каналы представлены двумя группами: с внутренним диаметром 15.88 мм и с диаметром 12.7 мм. Длина каждого канала равна высоте активной зоны $H_0 = 7.93$ м. Тепловая мощность АЗ составляет 600 МВт. Общий массовый расход гелия $G_0 = 320$ кг/с, его температура на входе в АЗ $T_0 = 491^\circ\text{C}$ [4 – 6]. Как и в работе [14], принят косинусоидальный профиль энерговыделения и по высоте, и по толщине АЗ.

При вышеуказанной детализации активной зоны в реакторе будет четыре группы идентичных каналов: две группы каналов в центральной области с диаметрами 15.88 и 12.7 мм соответственно и две группы аналогичных каналов в периферийной области.

Анализ влияния участия интенсификаторов теплообмена в профилировании массовых расходов теплоносителя на изменение максимальной температуры стенок каналов производится при сравнении с результатами, полученными при реализации условий профилирования путем установки местных сопротивлений на входе в каналы и представленными в [14].

Таблица 1 демонстрирует значения максимальных температур стенок в группах идентичных каналов при номинальной мощности реактора с активными зонами, отличающимися только распределением массового расхода теплоносителя по каналам.

Таблица 1

Максимальные температуры стенок охлаждающих каналов в зависимости от распределения массовых расходов теплоносителя

Область активной зоны	Диаметр канала, мм	Максимальная температура стенки канала, $\Theta_{\text{ст},j}^{\text{макс}}$, $^\circ\text{C}$			
		Без профилирования	$\Delta T_j = \text{idem}$	$G_j = \text{idem}$	$\Theta_{\text{ст},j}^{\text{макс}} = \text{idem}$
Периферийная	15.88	857.108	877.037	864.811	877.671
	12.7	896.082	865.562	717.155	877.671
Центральная	15.88	910.185	878.504	915.623	877.671
	12.7	955.713	867.823	747.864	877.671

Организация профилирования массовых расходов теплоносителя по любому условию профилирования приводит к увеличению перепада давления на АЗ. Таблица 2 позволяет увидеть «цену» результата, достигаемого при разных условиях профилирования, представленную в виде отношения $\Delta P/\Delta P_0$, где ΔP_0 – перепад давления на АЗ без профилирования, а ΔP – перепад давления на АЗ с организованным профилированием массового расхода теплоносителя.

Таблица 2

Значение $\Delta P/\Delta P_0$ для вариантов организации профилирования массовых расходов теплоносителя

Условие профилирования	Без профилирования	$\Delta T_j = \text{idem}$	$G_j = \text{idem}$	$\Theta_{\text{ст},j}^{\text{макс}} = \text{idem}$
Значение $\Delta P/\Delta P_0$	1	1.4368	2.6873	1.3562

На рисунках 1 – 3 представлены результаты расчетов изменения максимальной температуры стенок охлаждающих каналов разных групп при установке в них интенсификаторов теплообмена в зависимости от интегральной характеристики используемых интенсификаторов.

Рисунок 1 показывает температурные изменения в АЗ исследуемого реактора, где реализовано профилирование массового расхода теплоносителя по условию

$\Delta T_i = \text{idem}$ и устанавливаются интенсификаторы теплообмена в каналах трех групп с соответствующими уменьшениями местных сопротивлений на входе в эти каналы.

Рисунок 2 демонстрирует изменения максимальных температур стенок охлаждающих каналов разных групп при частичной замене интенсификаторами теплообмена местных сопротивлений, установленных для профилирования массового расхода теплоносителя в активной зоне по условию $G_i = \text{idem}$.

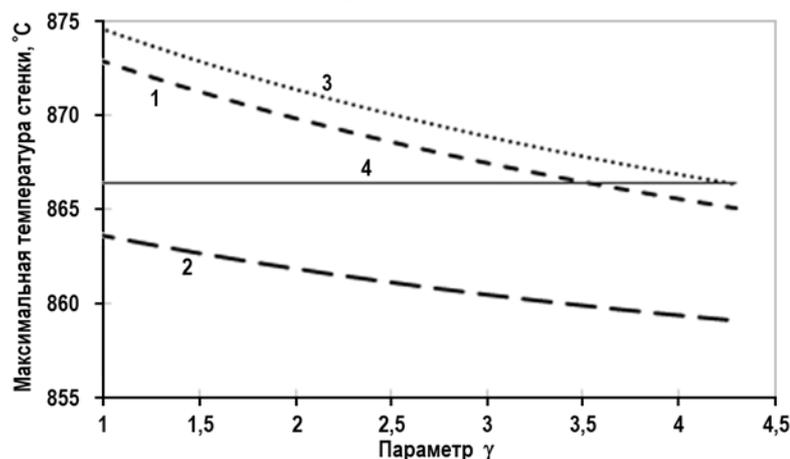


Рис. 1. Зависимость $\Theta_{ст, \text{макс}} = f(\gamma)$ для идентичных каналов разных групп при $\Delta T_i = \text{idem}$: 1 – каналы \varnothing 15,88 мм периферийной области АЗ; 2 – каналы \varnothing 12,7 мм периферийной области АЗ; 3 – каналы \varnothing 15,88 мм центральной области АЗ; 4 – максимальная температура стенки каналов \varnothing 12,7 мм центральной области АЗ

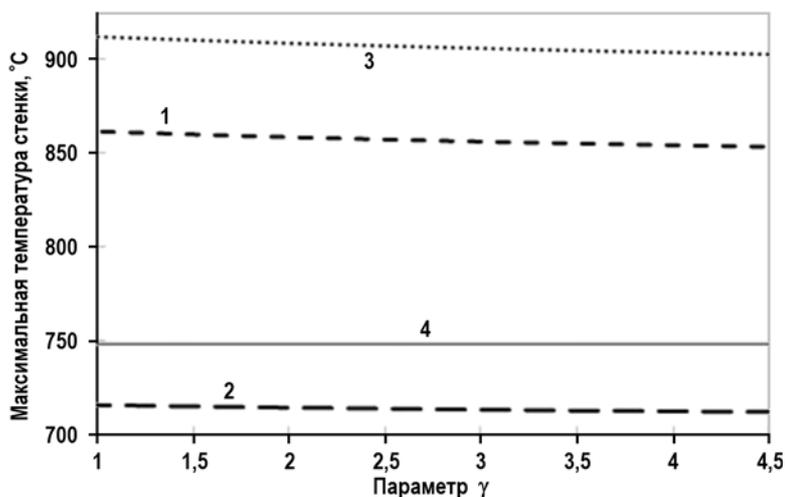


Рис. 2. Зависимость $\Theta_{ст, \text{макс}} = f(\gamma)$ для идентичных каналов разных групп при $G_i = \text{idem}$: 1 – каналы \varnothing 15,88 мм периферийной области АЗ; 2 – каналы \varnothing 12,7 мм периферийной области АЗ; 3 – каналы \varnothing 15,88 мм центральной области АЗ; 4 – максимальная температура стенки каналов \varnothing 12,7 мм центральной области АЗ

На рисунке 3 продолжена демонстрация изменения максимальной температуры стенки охлаждающих каналов при использовании интенсификаторов теплообмена, обеспечивающих в совокупности с местными сопротивлениями выполнение условия профилирования.

Кривые 1 и 2 на рис. 3 показывают, что установка интенсификатора теплообмена в профилируемую по условию $\Theta_{ст, i}^{\text{макс}} = \text{idem}$ активную зону более эффективна, чем установка интенсификаторов в каналы активной зоны, профилируемой по условию $\Delta T_i = \text{idem}$ только до границы 3 или $\gamma = 2.247$. Кроме того, после границы 4 или $\gamma = 2.446$ перепад давления на активной зоне, профилированной по условию

$\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$, становится больше перепада давления на активной зоне, профилированной по условию $\Delta T_i = idem$.

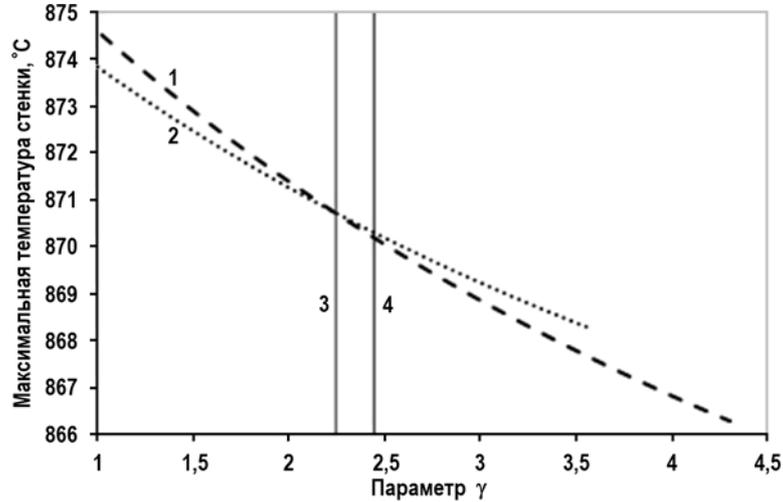


Рис. 3. Зависимость $\Theta_{ст,i}^{макс} = f(\gamma)$ для канала АЗ с максимальным значением $\Theta_{ст,i}^{макс}$: 1 – максимальная температура стенки идентичных каналов \varnothing 15.88 мм центральной области АЗ при профилировании с $\Delta T_i = idem$; 2 – максимальная температура стенки для любого канала при профилировании с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$; 3, 4 – границы эффективности условий профилирования

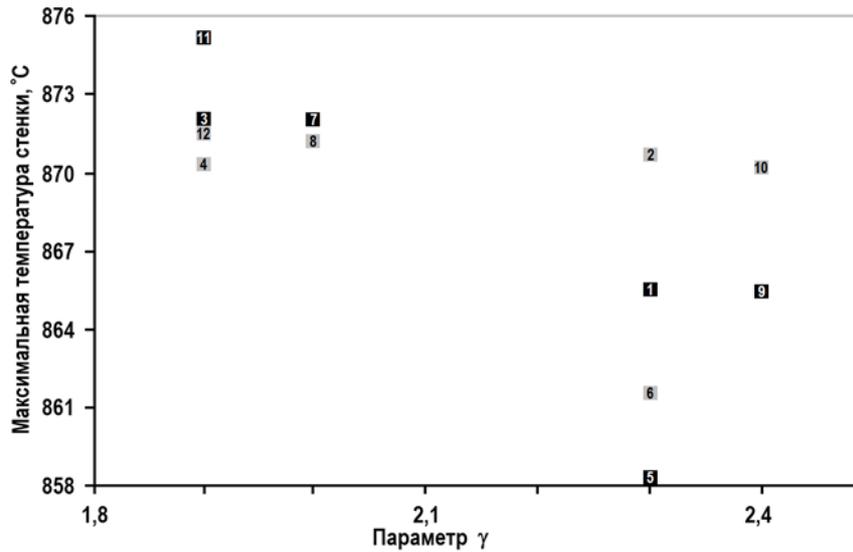


Рис. 4. Сравнение значений $\Theta_{ст,i}^{макс}$, полученных непосредственным расчетом распределения массовых расходов теплоносителя (Р) и в результате CFD-моделирования (М):

- 1 – М, каналы \varnothing 15.88 мм центральной области АЗ, профилирование с $\Delta T_i = idem$;
- 2 – Р, каналы \varnothing 15.88 мм центральной области АЗ, профилирование с $\Delta T_i = idem$;
- 3 – М, каналы \varnothing 15.88 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Delta T_i = idem$;
- 4 – Р, каналы \varnothing 15.88 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Delta T_i = idem$;
- 5 – М, каналы \varnothing 12.7 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Delta T_i = idem$;
- 6 – Р, каналы \varnothing 12.7 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Delta T_i = idem$;
- 7 – М, каналы \varnothing 15.88 мм центральной области АЗ, профилирование с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$;
- 8 – Р, каналы \varnothing 15.88 мм центральной области АЗ, профилирование с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$;
- 9 – М, каналы \varnothing 15.88 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$;
- 10 – Р, каналы \varnothing 15.88 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$;
- 11 – М, каналы \varnothing 12.7 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$;
- 12 – Р, каналы \varnothing 12.7 мм периферийной области АЗ, профилирование с $\Theta_{ст,i}^{макс} = idem$

Заметим, что вариант профилирования массового расхода теплоносителя по ус-

ловию $G_i = \text{idem}$ на рис. 3, 4 не фигурирует, поскольку, как следует из табл. 1, 2 и рис. 2, для исследуемой активной зоны этот вариант (с интенсификаторами или без них) малоэффективен.

С целью проверки адекватности метода анализа изменения температурного режима АЗ реактора при комбинированном использовании местных сопротивлений и интенсификаторов теплообмена для обеспечения профилирования массового расхода теплоносителя по охлаждающим каналам АЗ было проведено сравнение результатов расчета с результатами CFD-моделирования (рис. 4).

Моделировались единичные охлаждающие каналы всех групп с заданными (расчетными) значениями расхода теплоносителя и тепловой нагрузки в них. Вид используемого интенсификатора соответствовал конструкции, отраженной в [15].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Продемонстрированы возможности метода расчета изменения температуры теплоносителя и стенок охлаждающих каналов при реализации мероприятий поканального профилирования массовых расходов теплоносителя с использованием интенсификаторов теплообмена в АЗ реактора. Для исследуемой АЗ ядерных реакторов проекта «ГТ-МГР» возможны два варианта снижения максимальных температур стенок охлаждающих каналов. Первый вариант, когда есть жесткое ограничение величины перепада давления на АЗ – профилирование массовых расходов теплоносителя по условию $\Theta_{\text{ст.}i}^{\text{макс}} = \text{idem}$. Использование интенсификаторов теплообмена при этом мало меняет значение максимальной температуры стенок каналов и нецелесообразно при $\gamma \geq 2.247$. Второй вариант, когда нет принципиальных препятствий по увеличению перепада давления на АЗ – реализация профилирования по условию $\Delta T_i = \text{idem}$ с комбинированным использованием местных сопротивлений и интенсификаторов теплообмена. Причем, второй вариант однозначно предпочтительнее при интегральной характеристике интенсификаторов теплообмена $\gamma > 2.247$.

Метод расчета верифицирован путем прямого сравнения расчетных результатов, полученных по предложенному алгоритму, с результатами детального моделирования течения потока газа в обогреваемых каналах с конкретным вариантом конструкции интенсификатора теплообмена.

Литература

1. *Design of the reactor core for nuclear power plants*. Safety guide No. NS-G-1.12. – Vienna: International Atomic Energy Agency, 2005. – PP. 3-8.
2. *International safeguards in the design of nuclear reactors*. IAEA nuclear energy series No. NP-T-2.9 – Vienna: International Atomic Energy Agency, 2014. – PP. 18-23.
3. *Safety of Nuclear Power Plants: Design*. Specific safety requirements No. SSR-2/1 (Rev.1) – Vienna: International Atomic Energy Agency, 2014. – PP. 4-10.
4. *GT-MHR Conceptual Design Description Report*. NRC project No. 716. – San Diego: General Atomics, 2002. – PP. 58-62.
5. *Vasyaev A., Kodochigov N., Kuzavkov N., Kuznetsov L.* International Project GT-MHR – New Generation of Nuclear Reactors, The International Conference of Bulgarian Nuclear Society 2001. – Varna, Bulgaria, June 17-20, 2001. – PP. 7-21.
6. *Neylan A.J., Shenoy A., Silady F.A. and Dunn T.D.* GT-MHR design, performance and safety. – San Diego: General Atomics, 1994. – PP. 2-8.
7. *ANSYS Fluent User's Guide*. – Canonsburg: ANSYS Inc, 2016. – PP. 238-247.
8. *ANSYS Fluent. Customization Manual*. – Canonsburg: ANSYS Inc, 2016. – PP. 91-100.
9. *ANSYS Fluent. Theory Guide*. – Canonsburg: ANSYS Inc, 2016. – PP. 137-177.
10. *Shaw C.T.* Using Computational Fluid Dynamics. – New Jersey: Prentice Hall, 1992. – PP. 100-137.

11. *Anderson J., Dick E., Dergez G., Grundmann R., Degroote J., Vierendeels J.* Computational Fluid Dynamics: An introduction. – Berlin: Springer-Verlag, 2009. – PP. 10-17.
12. *Petrila T., Trif D.* Basics of fluid mechanics and introduction to computational fluid dynamics. – Boston: Springer, 2005. – PP. 197-239.
13. *Mohammadi B., Pironneau O.* Analysis of the K-epsilon turbulence model. – New Jersey: Wiley, 1994. – PP. 51-62.
14. *Podgorny S.K., Kuzevanov V.S.* A method of calculation of mass flow rates and temperature of gas coolant in parallel channels of an active core of a nuclear reactor during core shaping, The Strategies of Modern Science Development. XIII International scientific-practical conference 2017. – North Charleston, South Carolina, USA, 3-4 October, 2017. – PP. 27-36.
15. *Kuzevanov V.S., Podgorny S.K.* Research of the influence of intensification of heat transfer on distribution of temperature in the active core of the gas cooled nuclear reactor of the «GT-MHR» project. // Journal of Physics Conference Series. – 2017. – Vol. 891. – Article ID 012069. – PP. 1-4.
16. *Петухов Б.С., Кириллов В.В.* О теплоотдаче при турбулентном течении в трубах. // Теплоэнергетика. – 1958. – № 4. – С. 29-31.
17. *Engle G.B.* Assessment of grade H-451 graphite for replaceable fuel and reflector elements in HTGR. – San Francisco: General Atomics, 1977. – PP. 29-56.
18. *Engle G.B., Johnson W.R.* Properties of unirradiated fuel element graphites H-451 and S0818. – San Francisco: General Atomics, 1976. – PP. 6-20.

Поступила в редакцию 29.01.2018 г.

Авторы

Кузеванов Вячеслав Семенович, профессор, доктор технических наук
E-mail: kuzevanov@vfmei.ru.

Подгорный Сергей Константинович, магистрант
E-mail: serkonpod@gmail.com. 8-937-546-81-91.

UDC: 621.039.524.2.034.3

SHAPING OF A GAS-COOLED REACTOR CORE USING HEAT EXCHANGE INTENSIFIERS

Kuzevanov V.S., Podgorny S.K.

Branch of MPEI in Volzhsky,
69 Lenin str., Volzhsky, Volgograd reg., 404110 Russia

ABSTRACT

The need for shaping the reactor cores by the coolant flow distribution arises due to the fulfillment of the requirements for the temperature fields in the core components [1 – 3]. However, shaping the core of any reactor inevitably leads to an increase in the pressure drop inside of the core and in the energy consumption to provide for the primary coolant circulation. This naturally involves the selection of the shaping principle (condition) in a combination with installation of heat exchange intensifiers for fulfilling the safety requirements with the smallest possible energy expenditure for the coolant pumping.

The result of shaping the nuclear reactor core with identical cooling channels can be predicted at a quality level with no detailed calculations. Therefore, the selection of the shaping principle in this case is not normally difficult and requires detailed calculations only where the shaping is accompanied by installation of local heat

exchange intensifiers.

The situation is different if the core has cooling channels of different geometries. In this case, no detailed calculation of the shaping and heat exchange intensifier influence on the temperature field change can be avoided.

The paper deals with determination of the variation in the maximum temperatures of the cooling channel walls in high-temperature gas-cooled reactors using, in a combined manner, the effects of the coolant mass flow shaping and the heat exchange intensifier installation in the channels. Different shaping conditions have been considered. The calculated dependences obtained by the authors and the procedure for determining the thermal parameters of the coolant and the maximum temperatures of the heat exchange surface walls in the system of parallel cooling channels were used.

The core of the nuclear reactor in the nuclear power system of the GT-MGR design [4 – 6] with cooling channels of different diameters has been calculated for various options. Coolant flow and cooling channel temperature distributions in different shaping conditions have been determined using local resistances and heat exchange intensifiers. The preferred options have been identified providing for the least maximum temperature of the most heated channel wall with the smallest possible core pressure drop.

The calculation procedure has been verified by comparing directly the calculation results obtained based on the proposed algorithm with the CFD modeling results [7 – 13].

Key words: core shaping, heat exchange intensification, mass flow distribution, maximum channel wall temperature.

REFERENCES

1. *Design of the reactor core for nuclear power plants*. Safety guide No. NS-G-1.12. Vienna. International Atomic Energy Agency, 2005, pp. 3-8
2. *International safeguards in the design of nuclear reactors*. IAEA nuclear energy series No. NP-T-2.9. Vienna. International Atomic Energy Agency, 2014, pp. 18-23.
3. *Safety of Nuclear Power Plants: Design*. Specific safety requirements No. SSR-2/1 (Rev.1). Vienna. International Atomic Energy Agency, 2014, pp. 4-10.
4. *GT-MHR Conceptual Design Description Report*. NRC project No. 716. San Diego. General Atomics, 2002, pp. 58-62.
5. Vasyaev A., Kodochigov N., Kuzavkov N., Kuznetsov L. International Project GT-MHR – New Generation of Nuclear Reactors, The International Conference of Bulgarian Nuclear Society 2001. Varna, Bulgaria, June 17-20, 2001, pp. 7-21.
6. Neylan A.J., Shenoy A., Silady F.A., and Dunn T.D. *GT-MHR design, performance and safety*. San Diego. General Atomics, 1994, pp. 2-8.
7. *ANSYS Fluent User's Guide*. Canonsburg. ANSYS Inc, 2016, pp. 238-247.
8. *ANSYS Fluent. Customization Manual*. Canonsburg. ANSYS Inc, 2016, pp. 91-100.
9. *ANSYS Fluent. Theory Guide*. Canonsburg. ANSYS Inc, 2016, pp. 137-177.
10. Shaw C.T. *Using Computational Fluid Dynamics*. New Jersey. Prentice Hall, 1992, pp. 100-137.
11. Anderson J., Dick E., Dergez G., Grundmann R., Degroote J., Vierendeels J. *Computational Fluid Dynamics: An introduction*. Berlin. Springer-Verlag, 2009, pp. 10-17.
12. Petrila T., Trif D. *Basics of fluid mechanics and introduction to computational fluid dynamics*. Boston. Springer, 2005, pp. 197-239.
13. Mohammadi B., Pironneau O. *Analysis of the K-epsilon turbulence model*. New Jersey. Wiley, 1994, pp. 51-62.

14. Podgorny S.K., Kuzevanov V.S. A method of calculation of mass flow rates and temperature of gas coolant in parallel channels of an active core of a nuclear reactor during core shaping, The Strategies of Modern Science Development. XIII International scientific-practical conference 2017. North Charleston, South Carolina, USA, 3-4 October, 2017, pp. 27-36.

15. Kuzevanov V.S., Podgorny S.K. Research of the influence of intensification of heat transfer on distribution of temperature in the active core of the gas cooled nuclear reactor of the «GT-MHR» project. *Journal of Physics Conference Series*. 2017, v. 891, article ID 012069, pp. 1-4.

16. Petuhov B. S., Kirillov V.V. On the issue of heat transfer in turbulent flow of fluid in pipes. *Теплоэнергетика*. 1958, no. 4, pp. 29-31 (in Russian).

17. Engle G.B. *Assessment of grade H-451 graphite for replaceable fuel and reflector elements in HTGR*. San Francisco. General Atomics, 1977, pp. 29-56.

18. Engle G.B., Johnson W.R. *Properties of unirradiated fuel element graphites H-451 and S0818*. San Francisco. General Atomics, 1976, pp. 6-20.

Authors

Kuzevanov Vyacheslav Semenovich, Professor, Dr. Sci. (Engineering),

E-mail: kuzevanov@vfmei.ru.

Podgorny Sergey Konstantinovich, Graduate Student

E-mail: serkonpod@gmail.com