

УДК 621.186.1

ДМИТРЕНКО Н.П.

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК В ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩЕЙ СБОРКЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗООХЛАЖДАЕМЫХ РЕАКТОРОВ

Проведено числове дослідження теплообміну та гідродинаміки турбулентного потоку в шестигранній тепло-виділяючій збірці з сімома стержнями високотемпературних газоохолоджувальних реакторів. Отримано локальні та інтегральні характеристики потоку. Це дає змогу проаналізувати поперечні та поздовжні розподіли теплотехнічних та гідродинамічних характеристик і їх вплив на області з найбільш і найменш інтенсивним теплообміном.

Проведено численное исследование теплообмена и гидродинамики турбулентного потока в шестигранной тепловыделяющей сборке с семью стержнями високотемпературных газоохлаждаемых реакторов. Получены локальные интегральные характеристики потока. Это позволяет проанализировать поперечные и продольные распределения теплотехнических и гидродинамических характеристик и их влияние на положение областей с наиболее и наименее интенсивным теплообменом.

A numerical investigation of the heat transfer and hydrodynamics of turbulent flow in a hexagonal fuel assembly with seven rods of high-temperature gas cooled reactor is carried out. The local and integral characteristics of the flow are obtained. This enables one to analyze the transverse and longitudinal distributions of thermal and hydrodynamic characteristics and their effects on the position of area with most and least intensity of heat transfer.

$c_p$  – изобарная теплоемкость;  
 $D$  – полный дифференциал;  
 $k$  – кинетическая энергия турбулентности;  
 $l$  – длина;  
 $p$  – давление;  
 $q$  – плотность теплового потока;  
 $T$  – температура;  
 $t$  – время;  
 $Tu$  – турбулентность;  
 $u$  – скорость;  
 $v$  – объем;  
 $x, y, z$  – координаты;  
 $\varepsilon$  – скорость диссипации энергии;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  
 $\mu$  – кинематический коэффициент вязкости;  
 $P$  – тензор напряжений;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\tau$  – касательное напряжение;

ВТГР – высокотемпературный газоохлаждаемый реактор;

ТВС – тепловыделяющая сборка;

ЯР – ядерный реактор.

**Индексы:**

0 – начальный параметр,

$eff$  – эффективный параметр;

$i, j$  – компоненты координат;

$t$  – турбулентный параметр;

$\Sigma$  – сумма;

г – газ;

ст – стержень;

тв – тепловыделяющий элемент;

' – пульсации.

**Комплексы:**

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \text{ – критерий Прандтля.}$$

### **Введение**

Во многих странах мира (США, Япония, Франция, Россия, ЮАР и другие) уже более 50-ти

лет ученые занимаются разработками по созданию ВТГР. Этот тип реакторов – один из шести типов, которые соответствуют требованиям программы GIF-IV [1, 2, 3]. Также МАГАТЭ с

2001 г. работает над проектом INPRO, рассматривающим разработку ядерных реакторов (ВТГР) и технологий топливных циклов, которые рассчитывают вводить в эксплуатацию в долгосрочной перспективе.

Эти программы созданы для решения важных проблем в атомной энергетике, связанных с повышением безопасности, сокращением радиоактивных отходов, улучшением эксплуатационных свойств и обеспечением нераспространения атомного оружия. Реакторы с жидкометаллическим и водяным охлаждением при решении вышеуказанных проблем не могут составить конкуренцию газоохлаждаемым реакторам. Но интерес к ВТГР возрос еще и потому, что высокотемпературная теплота (до 1000 °С) будет необходима во многих сферах промышленности, для опреснения воды, а главное для получения водорода — топлива будущего.

Уровень развития реакторостроения во многом зависит от изучения гидродинамики и теплообмена в активных зонах реакторов, так как много аварий ЯР связано с гидро- и теплофизическими эффектами. Поэтому очень важно определять составляющие тепловых процессов в активной зоне реакторов.

### Физическая модель

В данной статье рассмотрена модель шестигранной семистержневой ТВС активной зоны ВТГР. На рис. 1 показана схема исследуемой области с гелием в качестве рабочего тела.

### Система координат

Данный объект рассмотрен в декартовой системе координат, где ось  $z$  направлена по оси канала, ось  $y$  параллельна сечению А-А, ось  $x$  перпендикулярна сечению А-А. Начало системы координат находится в точке О.

### Метод расчета

Расчетным методом для данной задачи был выбран метод контрольного объема [4], который ближе к физике моделируемых процессов.

В качестве алгоритма расчета был выбран алгоритм SIMPLER, описанный в работе [4]. Вы-

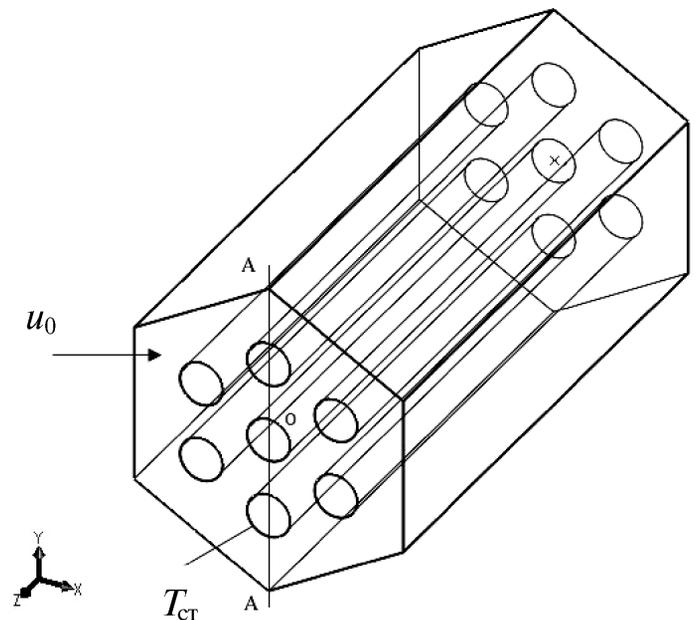


Рис. 1. Шестигранная семистержневая ТВС.

бор этого алгоритма обусловлен следующими соображениями:

1. Решение, получаемое при реализации алгоритма, сразу является сходящимся.
2. SIMPLER строит поле давлений по заданному полю скоростей, а не использует предполагаемые давления.
3. В тех случаях, когда поле скоростей окажется точным, в алгоритме SIMPLER уравнение для давления дает точное поле давлений и нет необходимости в дополнительных итерациях.
4. Несмотря на то, что алгоритм SIMPLER создан для того, чтобы давать более быструю сходимость, чем, например, SIMPLER, описанный в [5], приходится признать, что каждая итерация в алгоритме SIMPLER требует больше расчетных ресурсов. Однако, несмотря на то, что он требует меньшего числа итераций для достижения сходимости, дополнительные вычислительные затраты на одну итерацию более чем компенсируются экономией ресурсов в целом.

### Математическая модель

В настоящей работе численное исследование процессов гидродинамики и теплообмена в сборке (рис.1) проводилось на основе  $k$ - $\epsilon$  RNG модели турбулентности [6].

Эта модель включает уравнение движения, которое в векторной форме имеет следующий вид:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \left[ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\text{grad}(p) + \text{Div}(\Pi), \quad (1)$$

где Div – тензорная дивергенция, вектор  $\vec{V}$  имеет составляющие:  $u, v, w$ .

$$\Pi = \tau_{ij}, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad \tau_{ij} = \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right),$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t, \quad \mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Уравнение неразрывности

$$\text{div}(\rho \vec{V}) = 0. \quad (2)$$

Также модель включает уравнение переноса теплоты

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\lambda_\Sigma \frac{\partial T}{\partial x_i}), \quad (3)$$

где  $\lambda_\Sigma = \lambda + \lambda_t, \quad \lambda_t = \frac{\mu_t}{Pr_t}.$

Турбулентное число вычисляется по формуле

$$\left( \frac{Pr_t^{-1} - 1,3929}{Pr_t - 1,3929} \right)^{0,6321} \left( \frac{Pr_t^{-1} + 2,3929}{Pr_t^{-1} + 2,3929} \right)^{0,3679} = \frac{\mu}{\mu_t}.$$

Кроме того, модель включает уравнение кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = 2\mu_t S_{ij}^2 - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right), \quad (4)$$

где  $k_k = 0,7179, S_{ij}$  определяется по формуле

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Последнее уравнение для замыкания математической модели – уравнение для скорости диссипации энергии

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = 2C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} S_{ij}^2 - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{k} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right), \quad (5)$$

где  $k_\varepsilon = k_k, C_{1\varepsilon} = 1,42$  и  $C_{2\varepsilon} = 1,68.$

В качестве уравнения состояния использовалось следующее соотношение для гелия:

$$v = \frac{RT}{p} - a \left[ 10T_0 - T \left( 1 - 11e^{b\sqrt{pT}} \right) \right],$$

где  $a$  и  $b$  – константы,  $T_0 = 273$  К;

Для численного решения задачи необходимо задать граничные условия.

На входе в канал условия имеют следующий вид:

$$u_z = u_0, \quad u_x = u_y = 0, \quad T = T_\Gamma.$$

На внешней стенке сборки и на центральном стержне задавался нулевой тепловой поток – адиабатные условия. Температура остальных шести элементов принималась постоянной и равной 800 °С.

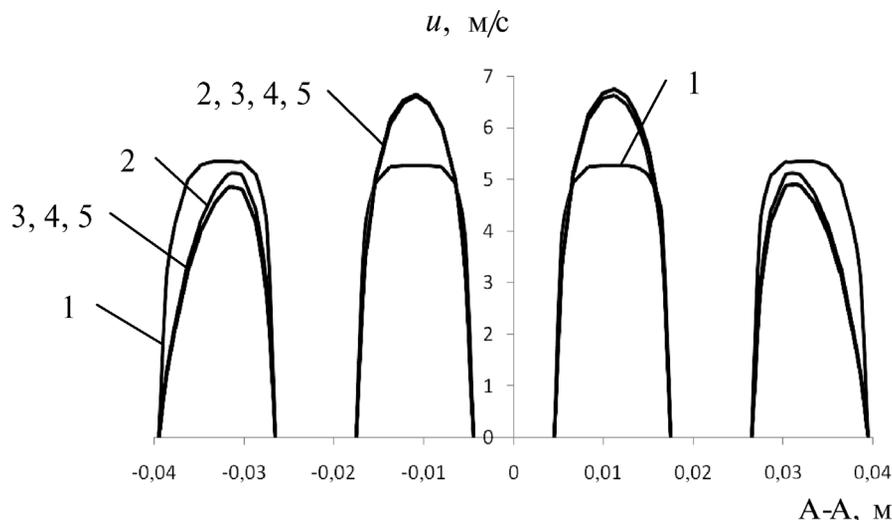
$$Tu = 5\% \text{ при } z = 0, \quad Tu = \frac{1}{u_0} \sqrt{k}, \quad k = \frac{u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2}{2}.$$

### Результаты расчета

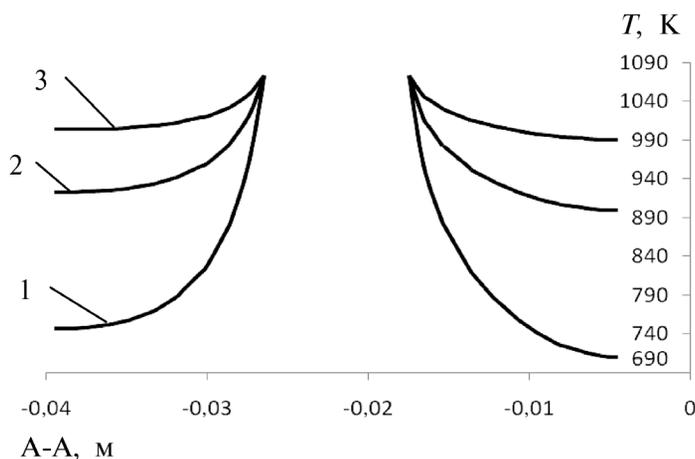
Расчеты проводились при следующих численных значениях параметров:  $u_0 = 5$  м/с,  $T_\Gamma = 20$  °С,  $T_{\text{ТВ}} = 800$  °С, длина сборки  $l = 2,8$  м. Расчеты проводились на сетке, которая разбита на 984760 ячеек. Время расчета вариантов – три часа.

По математической модели, приведенной выше, получены гидродинамические характеристики потока (профили скорости, кинетическая турбулентная энергия, скорость диссипации энергии) и тепловые характеристики (профили температур, коэффициент теплоотдачи).

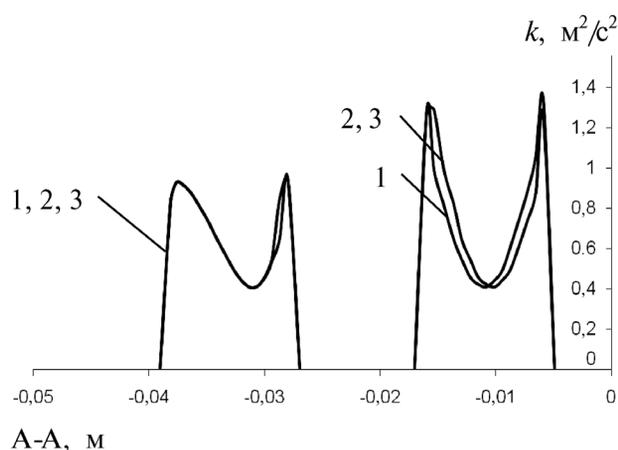
На рис. 2 представлены профили распределения скорости для разреза А-А в пяти сечениях по длине шестигранной тепловыделяющей сборки. На характер изменения формы профиля скорости влияет нарастание пограничных слоев и распределение температур (см. рис. 3). Рассмотрим участок от -0,04 до -0,027 м (между внешней стенкой и тепловыделяющим элементом). Тут профиль скорости имеет перекося в сторону тепловыделяющего элемента (максимум профиля скорости смещен в сторону ТВС). Это связано с тем, что температура тепловыделяющего элемента выше, чем температура внешней стенки, и поток возле стержня ускоряется за счет уменьше-



**Рис. 2. Распределение профилей скорости в разрезе А-А по длине ТВС: 1 –  $z = 0,01$  м; 2 – 0,025; 3 – 1; 4 – 1,75; 5 – 2,5.**



**Рис. 3. Распределение профилей температуры в половине сечения А-А по длине ТВС: 1 –  $z = 1$  м; 2 – 1,75; 3 – 2,5.**

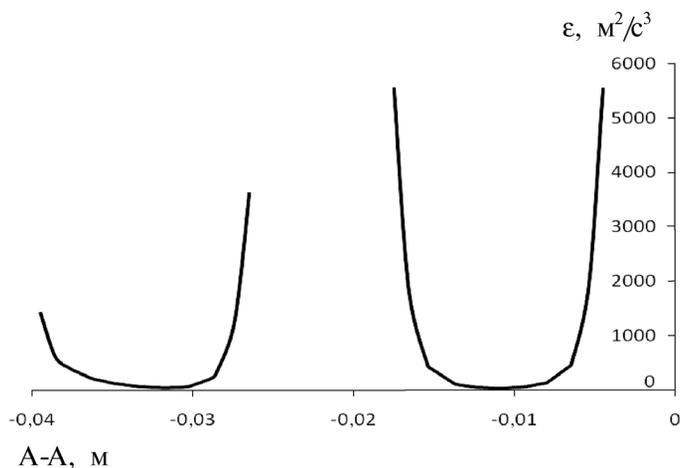


**Рис. 4. Распределение кинетической энергии турбулентности в половине сечения А-А вдоль канала: 1 –  $z = 1$  м; 2 – 1,75; 3 – 2,5.**

ния плотности теплоносителя в этой области. На участке от  $-0,0175$  до  $-0,0045$  м (между тепловыделяющими элементами) по мере движения гелия вдоль сборки профиль скорости вытягивается, а при прохождении зоны стабилизации (1 м от входа) профиль больше не деформируется. Также нужно отметить, что скорость течения на участке от  $-0,04$  до  $-0,027$  м при продвижении потока теплоносителя вдоль канала падает, а на участке от  $-0,0175$  до  $-0,0045$  м – возрастает. Такой характер профиля скорости возникает из-за межтрубных перетечек теплоносителя из внешнего зазора во внутренний.

На рис. 3 представлен профиль температур в половине разреза А-А. Как видно из этого рисунка, на входе в канал наиболее ощутима разница температур между теплоносителем и тепловыделяющими элементами. По мере продвижения газа по каналу происходит его прогревание, и профиль становится более пологим. На участке от  $-0,04$  до  $-0,0275$  м температура выше, чем на участке от  $-0,0175$  до  $-0,0045$  м, но при прохождении теплоносителем расстояния 2,5 м профили становятся одинаковыми на обоих участках.

На рис. 4 представлено графическое изображение распределения кинетической энергии тур-



**Рис. 5. Распределение скорости диссипации энергии в половине сечения А-А.**

булентности в разрезе А-А. Кинетическая энергия турбулентности характеризует турбулентный обмен в пристеночном слое.

Как видно из рисунка, максимум кинетической энергии находится возле стенок рассматриваемого разреза в области [7]:

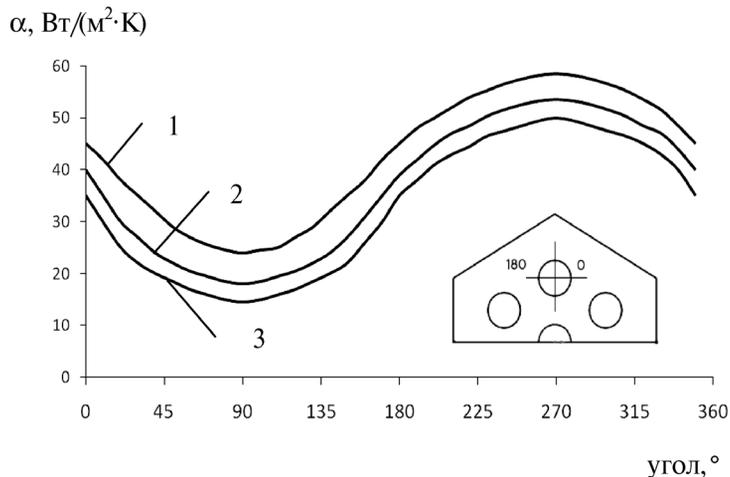
$$y^* = \frac{yu^*}{\nu}, \quad u^* = \frac{\tau_t}{\rho}, \quad y^* = 15...30,$$

где  $y^*$  – расстояние от стенки.

На участке от  $-0,038$  м до  $-0,0275$  м минимум эпюры смещен вправо к тепловыделяющему элементу. На участке от  $-0,0175$  м до  $-0,0045$  м максимумы профиля имеют большие значения по сравнению с соседним участком. Такой вид распределения кинетической энергии турбулентности связан с влиянием распределения температур в сборке.

На рис. 5 представлен характер изменения скорости диссипации энергии в половине сечения А-А – преобразование механической энергии в теплоту. На стенках значение скорости диссипации энергии очень велико, так как большое влияние на значение этого параметра оказывает трение. От стенки теплота передается пристеночному слою, а затем к области ядра течения. Этот процесс передачи теплоты сопровождается падением значения диссипации энергии.

Если рассматривать участок от  $-0,04$  до  $-0,0275$  м этого сечения, то видно, что минимум диссипации энергии сдвинут в сторону тепловыделяющего



**Рис. 6. Зависимости коэффициента теплоотдачи по окружности тепловыделяющего элемента в разных сечениях по длине канала: 1 –  $z = 1$  м; 2 – 1,75; 3 – 2,5.**

элемента. И максимум этого параметра находится в области, где более теплонапряженное состояние (на поверхности тепловыделяющего элемента).

На участке от  $-0,0175$  до  $-0,0045$  м максимумы скорости диссипации энергии имеют одинаковое значение, так как из внешнего зазора происходят перетечки во внутренний и адиабатические условия на центральном стержне не влияют на симметричное распределение этого параметра.

На рис. 6 представлены значения коэффициента теплоотдачи по окружности тепловыделяющего элемента в трех сечениях по длине канала. Как видно из рисунка, значение коэффициента теплоотдачи по длине канала меняется (происходит эквидистантное падение этого параметра по периметру тепловыделяющего элемента).

От  $0^\circ$  до  $90^\circ$  коэффициент теплоотдачи падает и в  $90^\circ$  имеет минимум. А от  $90^\circ$  до  $270^\circ$  постепенно возрастает. Такой характер распределения коэффициента теплоотдачи вызван разным значением скорости теплоносителя во внешней области возле наружной стенки и значением скорости теплоносителя во внутренней межтрубной области (рис. 2).

### Выводы

1. Разработана математическая модель для расчета течения газового теплоносителя в шестигранном канале с семью стержнями.

2. На основе этой модели получен ряд локальных гидродинамических и теплофизических характеристик потока.

3. Определены зоны с наиболее и наименее интенсивным теплообменом.

4. Проанализировано поведение турбулентных характеристик потока, которые влияют на теплофизические и гидродинамические свойства потока.

5. Результаты, полученные в этой статье, могут быть использованы программой INPRO, которая создана для разработки перспективных ядерных систем.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Лабар М.П., Шеной А.С., Симон У.А., Кэмпбэлл Е.М.* ЯЭУ GT-MHR на основе модульного реактора с гелиевым теплоносителем и газовой турбиной // Атомная техника за рубежом. — 2005. — № 1. — С. 22 — 28.

2. *Поплавский В.М.* Состояние и перспективы развития АЭС с реакторами на быстрых нейтронах // Теплоэнергетика. — 2004. — № 8. — С. 2 — 9.

3. *Грэттон К.П.* Переоценка концепции реактора на быстрых нейтронах с газовым теплоносителем // Атомная техника за рубежом. — 2004. — № 1. — С. 23 — 27.

4. *Роуч П.* Вычислительная гидродинамика. — М.: Мир, 1980. — 612 с.

5. *Патанкар С.* Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 152 с.

6. *Авраменко А.А., Басок Б.И., Кузнецов А.В.* Групповые методы в теплофизике. — К.: Наук. думка, 2003. — 483 с.

7. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1974. — 711 с.

Получено 23.02.2009 г.

УДК 536.242

КОВЕЦКАЯ М.М., ЛАВРИК В.М., СКИЦКО А.И.

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КРИЗИСА ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ С ПУЧКАМИ СТЕРЖНЕЙ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Наведено результати розрахункового дослідження умов виникнення кризи теплообміну в каналах з пучками стержнів у нестационарних режимах зі зменшенням витрати теплоносія.

Представлены результаты расчетного исследования условий возникновения кризиса теплообмена в каналах с пучками стержней в нестационарных режимах с уменьшением расхода теплоносителя.

The results of a numerical study of the conditions of burn-out occurrence in channels with rod bundles under nonstationary regimes with decrease in the heat-carrier flow rate.

$C_p$  — теплоемкость;

$D, d$  — диаметр;

$G$  — расход;

$g$  — ускорение свободного падения;

$i$  — энтальпия;

$l$  — длина;

$n$  — число стержней;

$p$  — давление;

$q$  — плотность теплового потока;

$r$  — теплота парообразования;

$S$  — площадь проходного сечения;

$T, t$  — температура;

$w$  — скорость потока;

$x$  — массовое расходное паросодержание;

$z$  — продольная координата;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;