

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ В ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ СОВРЕМЕННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

**Г.В. Кузнецов\*, С.Ф. Санду\*\***

*\* Томский политехнический университет, г. Томск*

*\*\* НИИ прикладной математики и механики при Томском государственном университете, г. Томск*



В работе представлена математическая модель высокотемпературной тепловой трубы (ВТТ) в распределенных параметрах, которая учитывает гидродинамику и тепломассообмен в паровой и жидкой фазе теплоносителя и теплоперенос в корпусе трубы. Проведено сравнение результатов расчета области возможной работы, максимального теплопереноса и распределения температуры пара по длине натриевой тепловой трубы с известными экспериментальными данными. Обсуждаются результаты прогностического моделирования работы теплопередающего устройства типа ВТТ, разработанного для экспериментального исследования процессов теплоотвода из активной зоны реактора ядерной энергетической установки.

## ВВЕДЕНИЕ

Высокие температуры и плотности тепловых потоков являются определяющими характеристиками прогрессивных направлений современной энергетики. Наиболее эффективным средством переноса тепла большинства высокотемпературных циклов преобразования энергии являются высокотемпературные тепловые трубы (ВТТ), представляющие собой испарительно-конденсационные устройства с жидкими металлами в качестве теплоносителей. В области космической ядерной энергетики высокотемпературные тепловые трубы используются для решения задач теплообмена внутренних элементов двигательных и энергетических установок при выработке электроэнергии и отвода тепла в космос [1,2].

Для стационарной ядерной энергетики тепловые трубы (ТТ) могут применяться в пассивных системах аварийного расхолаживания ядерных энергетических установок (ЯЭУ), когда требуется снять большие мощности с относительно малых площадей поверхности [3,4]. Широкое промышленное применение тепловых труб сдерживается недостаточной изученностью свойств и особенностей испарительно-конденсационных циклов, обусловленных протекающими процессами тепло- и массопереноса и накладывающих ряд ограничений на их характеристики. С другой стороны, основным

---

© Г.В. Кузнецов, С.Ф. Санду, 2004

путем повышения эффективности энергетических установок является увеличение рабочих температур процессов преобразования и передачи энергии. В этой связи, одним из инструментов моделирования теплопереноса в энергетических установках может стать численная реализация математических моделей, адекватно описывающих процессы переноса тепла и массы в высокотемпературных тепловых трубах.

Цель данной работы заключается в математическом моделировании процессов тепло- и массопереноса в испарительно-конденсационных системах теплопередачи на основе высокотемпературных тепловых труб, применяемых в теплопередающих устройствах современных энергетических установок.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Рассматривается задача о температурном поле типичной ВТТ, работающей по принципу замкнутого испарительно-конденсационного цикла, внутри которой под действием внешнего теплового потока происходит сложный процесс взаимосвязанного тепло-массопереноса. Передача тепловой энергии вдоль оси трубы осуществляется путем переноса массы пара из зоны испарения в зону конденсации. При этом в полости трубы создается замкнутый циркуляционный поток теплоносителя, создаваемый капиллярными силами. Физическая схема типичной нерегулируемой тепловой трубы представлена на рис. 1.

Математическая модель работы ВТТ, описывающая гидродинамику и тепло-массообмен в паровой, жидкой фазах теплоносителя и теплоперенос в корпусе трубы, опирается на следующие основные допущения.

1). Не учитывается распределение внешнего теплового потока по окружной координате, задача решается в осесимметричной постановке. Данное допущение является, вероятно, наиболее значимым из принятых потому, что во многих системах теплопередачи [1] ВТТ работают в схемах, где теплоотвод реализуется только на определенных участках внешней поверхности трубы и не охватывает весь периметр фиксированного сечения. Но, с другой стороны, достаточно часто подвод тепловой энергии осуществляется по крайней мере по большей части периметра [4,5]. Поэтому используемая в данной работе модель тепловой трубы соответствует достаточно большому числу практически возможных схем теплообмена в ЯЭУ.

2). Фитиль представляет собой слой рабочей жидкости, движение которой описывается линейным законом фильтрации Дарси несжимаемых жидкостей через пористые среды [5]. Использование закона Дарси в такой форме является обоснованным потому, что скорости фильтрации теплоносителя достаточно низкие (не превышают 0.1 м/с) и инерционными составляющими можно пренебречь.

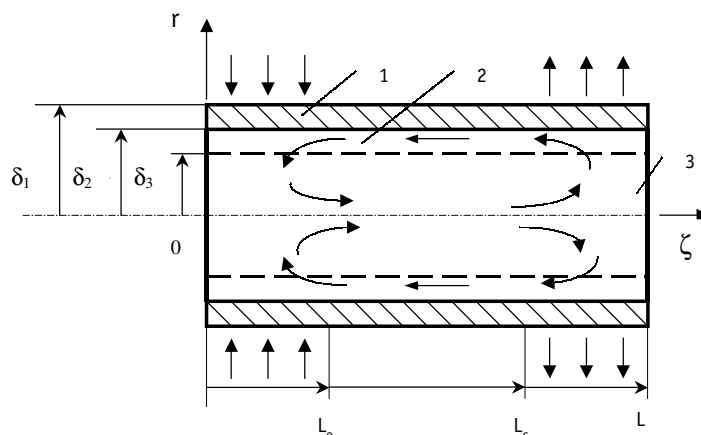


Рис. 1. Физическая схема типичной тепловой трубы: 1 – корпус, 2 – жидкость, 3 – пар

3). Передача тепла через смоченный фитиль осуществляется посредством теплопроводности и состояние кипения рабочей жидкости не достигается (режим кипения считается критическим) [6,7]. Механизм передачи тепла в фитиле по радиальной координате является основным для штатных режимов работы тепловых труб.

4). Контакты на границе раздела фаз, а также на границе корпус тепловой трубы-смоченный фитиль считаются идеальными. Это допущение является обоснованным потому, что образование пара на поверхности корпуса трубы возможно только в критическом режиме кипения теплоносителя, который в данной работе не рассматривается. При полном смачивании поверхности корпуса ВТТ теплоносителем на границе раздела "корпус-фитиль" нет дополнительных тепловых сопротивлений, обусловленных паровыми прослойками.

5). Силы трения на границе жидкость-пар пренебрежимо малы по сравнению с силами трения, действующими внутри фитиля [5]. Предполагается, что паровой поток не влияет на движение жидкой фазы в фитиле и не происходит срыва капель на границе раздела "пар-фитиль". Такое состояние типично для большинства тепловых труб, работающих в расчетных режимах.

6). Процессы теплопереноса в жидкой и паровой фазе теплоносителя стационарны. Это допущение обосновывается тем, что времена релаксации в паровой и жидкой фазах теплоносителя существенно меньше, чем времена релаксации для корпуса трубы. Кроме того, в данной работе рассматривались только наиболее типичные режимы работы тепловых труб – стационарные, когда величина теплового потока, подводимого к ВТТ, не зависит от времени.

7). Движение пара описывается в рамках модели движения вязкой сжимаемой жидкости в узком канале [8]. Основные положения модели "узкого канала" полностью соответствуют реальной картине течения паровой фазы в полости тепловой трубы.

8). Коэффициенты переноса (теплопроводности и вязкости) не зависят от температуры. Изменения температуры как по продольной, так и по радиальной координатам в реальных условиях работы ВТТ относительно малы (не превышают десятков градусов Кельвина). Поэтому изменением теплопроводности как пара, так и жидкого теплоносителя в этом диапазоне температур можно обоснованно пренебречь.

В соответствии с принятыми допущениями, осесимметричная математическая модель работы ВТТ в распределенных параметрах записана в цилиндрических координатах и включает в себя следующие уравнения.

Уравнение теплопроводности для корпуса тепловой трубы:

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \left( \frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial \zeta^2} \right)$$

где  $r, \zeta$  – поперечная и продольная координаты в тепловой трубе; 1 – индекс, соответствующий корпусу тепловой трубы.

Уравнения сохранения массы, энергии и уравнение закона фильтрации для жидкой фазы теплоносителя:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(u_2 r)}{\partial \zeta} + \frac{\partial(v_2 r)}{\partial r} &= 0, \\ c_2 \rho_2 \left( u_2 \frac{\partial T_2}{\partial \zeta} + v_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) &= \lambda_2 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} \right), \\ \frac{dP_2}{d\zeta} &= \frac{E \eta_2}{K} u_2(\zeta), \end{aligned}$$

где  $u, v$  – продольная и поперечная составляющие скорости потока;  $P$  – давление;  $E$  – пористость капиллярной структуры тепловой трубы;  $\eta$  – динамическая вязкость;  $K$  – проницаемость; 2 – индекс, соответствующий жидкой фазе теплоносителя.

Уравнения сохранения импульса, массы, энергии и уравнение состояния для паровой фазы теплоносителя:

$$\begin{aligned} \rho_3 u_3 \frac{\partial u_3}{\partial \zeta} + \rho_3 v_3 \frac{\partial u_3}{\partial r} &= -\frac{\partial P_3}{\partial \zeta} + \eta \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_3}{\partial r^2} \right), \\ \frac{\partial(\rho_3 u_3 r)}{\partial \zeta} + \frac{\partial(\rho_3 v_3 r)}{\partial r} &= 0, \\ c_3 \rho_3 \left( u_3 \frac{\partial T_3}{\partial \zeta} + v_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} \right) &= \lambda_3 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_3}{\partial r^2} \right), \\ \rho_3 &= \frac{P_3 M}{R T_3}, \end{aligned}$$

где  $M$  – молекулярный вес;  $R$  – универсальная газовая постоянная; 3 – индекс, соответствующий паровой фазе теплоносителя.

Для единственности решения системы уравнений сформулированы соответствующие начальные и граничные условия:

$$t = 0; \quad T_1(r, \zeta, t) = T_0(r, \zeta, t);$$

- граничные условия теплоизоляции на торцах трубы:

$$\zeta = 0; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial \zeta} = 0;$$

$$\zeta = L; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial \zeta} = 0;$$

- граничные условия теплообмена на внешней поверхности корпуса трубы:

$$r = \delta_1; \quad 0 \leq \zeta \leq L_e; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -q;$$

$$L_e < \zeta < L_c; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = 0;$$

$$L_c \leq \zeta \leq L; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -q;$$

- граничные условия 4-го рода, “прилипания” и “непроницаемости” на границе корпус-жидкость:

$$r = \delta_2; \quad 0 \leq \zeta \leq L; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r}; \quad T_1 = T_2;$$

$$u_2(r, \zeta) = v_2(r, \zeta) = 0;$$

- граничные условия 4-го рода и граничные условия массопереноса на границе жидкость-пар:

$$r = \delta_3; \quad 0 \leq \zeta \leq L_e; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} + G_2 \Delta H; \quad u_2(r, \zeta) = u_3(r, \zeta) = 0;$$

$$L_e < \zeta < L_c; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r}; \quad T_2 = T_3; \quad u_2(r, \zeta) = u_3(r, \zeta) = 0; \quad v_2(r, \zeta) = 0; \quad v_3(r, \zeta) = 0;$$

$$L_c \leq \zeta \leq L; \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} + G_3 \Delta H; u_2(r, \zeta) = u_3(r, \zeta) = 0;$$

- граничные условия на оси симметрии тепловой трубы:

$$r = 0; 0 \leq \zeta \leq L; \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} = 0; v_3(r, \zeta) = 0.$$

Здесь  $L$  – линейный размер;  $q$  – плотность теплового потока от внешнего по отношению к тепловой трубе источника (стока) тепла;  $G$  – массовая скорость испарения (конденсации);  $\delta$  – радиус;  $\Delta H$  – удельная теплота парообразования;  $0$  – индекс, соответствующий начальным условиям;  $e$  – индекс, обозначающий конец зоны испарения;  $s$  – индекс, обозначающий начало зоны конденсации тепловой трубы.

При определении массовых скоростей испарения и конденсации теплоносителя использовались зависимости, полученные при рассмотрении этих процессов с позиции молекулярно-кинетической теории газов и жидкостей [5,7]:

$$G = \frac{2f}{2-f} \left( \frac{P_3}{\sqrt{2\pi RT_3/M}} - \frac{P(T_2)}{\sqrt{2\pi RT_2/M}} \right),$$

где  $f$  – коэффициент испарения (конденсации), для чистой поверхности жидкометаллических теплоносителей близкий к единице [7];  $T_3$  – температура пара у поверхности жидкость-пар;  $T_2$  – температура поверхности жидкости;  $P(T_2)$  – давление насыщения паров при  $T_2$ .

Численная реализация сформулированной математической модели переноса тепла и массы в ВТТ проводилась методом конечных разностей. Уравнения движения и энергии аппроксимировались с помощью двухслойной неявной шеститочечной схемы [8]. Уравнения неразрывности – по четырехточечной неявной схеме [8]. Граничные условия для температуры и скоростей потоков жидкой и паровой фаз заменялись их конечно-разностными аналогами по схеме, имеющей порядок аппроксимации не ниже, чем во внутренних узлах сетки.

## АНАЛИЗ И ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Основная особенность работы ТТ заключается в том, что при ее выводе на рабочий режим каждому значению рабочей температуры соответствует некоторое значение предельной передаваемой тепловой мощности, причем в разных диапазонах температур физический механизм ограничения мощности различен. Поэтому расчет тепловых труб для любой системы теплопередачи заключается в определении предельных тепловых мощностей, передаваемых трубой при разных температурных уровнях в процессе вывода системы на рабочий режим и распределения температур по длине ТТ на каждом из режимов. На практике, чтобы получить максимальную передаваемую трубой мощность, рабочие параметры должны обеспечивать работу ТТ на границе капиллярного ограничения. Расчет капиллярного ограничения представляет собой вычисление предельной мощности ТТ при условии, что сумма потерь давления в паре и жидкости равна максимальному значению развиваемого фитилем капиллярного напора. Величину максимального капиллярного напора для каждого конкретного вида капиллярной структуры можно определить по предельным значениям кривизны менисков в зонах испарения и конденсации [5]. На рис. 2 представлена температурная зависимость капиллярного ограничения передаваемой мощности натриевой тепловой трубой с диаметром парового канала 10.4 мм, изготовленной из сплава ниобия, которая была рассчитана в рамках разработанной математической модели для условий эксперимента, приведенного в работе [7]. Сравнение с результатами

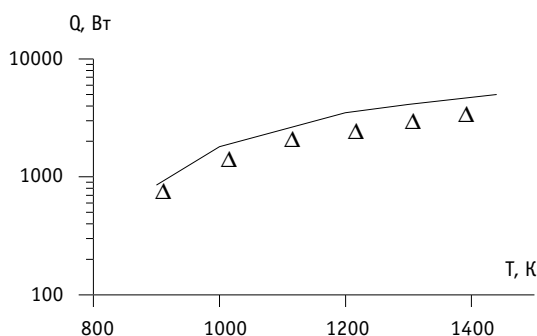


Рис. 2. Температурная зависимость капиллярного ограничения мощности, передаваемой натриевой тепловой трубой: — расчет;  $\Delta$  — эксперимент [7]

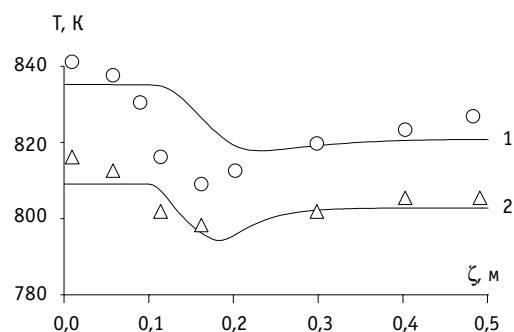


Рис. 3. Распределение температуры пара по длине тепловой трубы: кривые 1, 2 — расчетные данные для режимов работы тепловой трубы 1 и 2;  $\Delta$ ,  $\circ$  — эксперимент [9]

эксперимента показывает удовлетворительное согласование и позволяет сделать вывод о достоверном определении с помощью представленной математической модели области возможной работы ТТ и максимального теплопереноса. Результаты расчета распределения температуры пара по длине натриевой тепловой трубы, корпус которой изготовлен из нержавеющей стали и имеет диаметр парового канала 14 мм, представлены на рис. 3. Указанные результаты сравниваются с температурами пара, измеренными экспериментально [9] при помощи подвижной термопары для двух режимов работы ТТ. Передаваемая тепловой трубой мощность составляла для каждого из режимов 520 (кривая 1) и 1300 Вт (кривая 2) соответственно. Согласование расчетных и экспериментальных данных удовлетворительное (расхождение не превышает 15%). Проводя анализ результатов, представленных на рис. 3, следует отметить, что отклонения в значениях температур, полученных в экспериментах и при численном анализе, имеют объективные при-

чины. При проведении вычислений используется ряд исходных данных (теплофизические характеристики теплоносителя в жидком и парообразном состояниях, материала корпуса трубы; термодинамические параметры и вязкость теплоносителя как в жидком, так и в парообразном состоянии, и др.). Определение всех исходных данных проводится с некоторыми погрешностями, обусловленными также объективными причинами проведения экспериментов. Такими причинами, например, являются неконтролируемые в опытах изменения второстепенных параметров, собственные погрешности средств измерений и т.д.; поэтому даже очень хороший эксперимент, как правило, имеет некоторый доверительный интервал в несколько процентов от измеряемой величины [7]. Использование в дальнейшем при численном анализе экспериментально определенных постоянных вносит в результаты вычислений соответствующие погрешности, величина которых не зависит от полноты описания изучаемых той или иной математической моделью физических явлений. Кроме того, погрешности опытных данных могут играть даже большую роль, чем погрешности численного алгоритма. Так, в частности, анализ кривых 1,2 на рис. 3 показывает, что при умеренной интенсивности подвода тепла в зоне испарения трубы ( $Q = 520$  Вт), соответствие экспериментальных и вычисленных значений температуры можно считать хорошим. С ростом величины  $Q$  до 1300 Вт отклонения в значениях достигают 10 К. Очевидно, что чем выше интенсивность теплопереноса, тем большую роль играют погрешности в определении используемых при расчетах постоянных. С учетом вышеизложенного соответствие результатов численного моделирования и опытных данных в рассматриваемом случае можно считать вполне приемлемым.

На основе разработанной математической модели было проведено численное исследование процессов тепло- и массопереноса в устройстве, предназначенном для моделирования теплоотвода из активной зоны реактора ЯЭУ [10]. Рассматриваемое устройство представляет собой “вывернутый” вариант натриевой ВТТ, где применяется осесимметричное расположение имитатора твэла внутри цилиндрического корпуса модели. Зона испарения находится на наружной поверхности имитатора твэла, а зона конденсации – на внутренней поверхности корпуса противоположного конца трубы. Внутренняя часть корпуса трубы и наружная поверхность имитатора твэла выложены капиллярно-пористой структурой (КПС). Испарение с поверхности КПС происходит под действием системы электрических нагревателей, размещенных внутри имитатора твэла. Передаваемая тепловой трубой мощность составила 900 Вт. Внутренние элементы ВТТ рассматриваемого типа имеют протяженные и достаточно сложные обводы. Анализ практики эксплуатации ЯЭУ различных типов показывает, что опасные для механической целостности конструкции вынужденные колебания могут возникнуть даже при невысоких скоростях паровой фазы теплоносителя [10].

На рис. 4 представлено типичное распределение продольной составляющей скорости пара для трех сечений тепловой трубы, расположенных в конце зоны испарения и в середине зон транспорта и конденсации соответственно. Наибольшая величина продольной составляющей скорости (кривая 1) соответствует сечению на выходе из зоны испарения, наименьшая (кривая 3) – сечению в середине зоны конденсации. Характер изменения представленных кривых позволяет судить о развитии инерционных эффектов, обусловленных ускорением потока пара в зоне испарения при обтекании имитатора твэла и его замедлением в зоне теплоотвода.

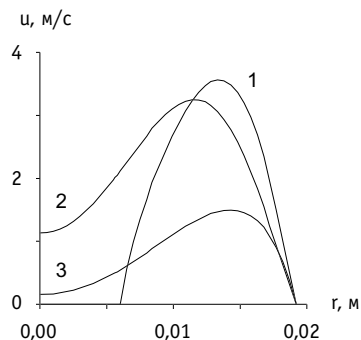


Рис.4. Типичное распределение продольной составляющей скорости пара по сечению тепловой трубы: 1 – скорость пара в конце зоны испарения; 2 – скорость пара в середине зоны транспорта; 3 – скорость пара в середине зоны конденсации

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Сформулирована модель тепломассопереноса в теплопередающих устройствах современных энергетических установок на основе высокотемпературных тепловых труб. Указанная модель описывает в комплексе протекание гидродинамических и тепловых процессов в паровой и жидкой фазах теплоносителя и процессов теплопереноса в корпусе тепловой трубы.

2. Проведено сравнение результатов расчета области возможной работы, максимального теплопереноса и распределения температуры пара по длине натриевой тепловой трубы с известными экспериментальными данными.

3. Проведено прогностическое моделирование работы теплопередающего устройства, предназначенного для экспериментального исследования процессов теплоотвода из активной зоны ЯЭУ, представляющего собой “вывернутый вариант” ВТТ [10].

Таким образом, на основе результатов численных исследований можно сделать вывод о том, что математическое моделирование процессов тепло- и массопереноса в теплопередающих устройствах типа ВТТ позволяет получать информацию, адекватно интерпретирующую протекающие в исследуемых устройствах процессы и позволяющую прогнозировать как нормальные, так и опасные режимы их эксплуатации.

### **Литература**

1. Гулевич А.В., Зродников А.В., Иванов Е.А., Кухарчук О.Ф. и др. Применение ядерных фотонных ракет для исследования дальнего космоса // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2002. – №2. – С. 54-62.
2. Кириллов П.Л., Богословская Г.П. Тепломассообмен в ядерных энергетических установках. – М.: Энергоатомиздат, 2000.
3. Свириденко И.И. Система аварийного расхолаживания ядерных энергетических установок на основе тепловых труб/Труды III Российской национальной конф. по теплообмену. – М.: МЭИ. – 2002. – Т. 1. – С. 182-185.
4. Кузнецов Ю.Н. Теплообмен в проблеме безопасности ядерных реакторов. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
5. Левитан М.М., Перельман Т.Л. Основы теории и расчета тепловых труб//Журнал технической физики. – 1974. – Т.XLIV. – Вып. 8. – С. 1569-1581.
6. Богомолов В.Н., Замиусский В.Н. Идентификация режимов с кипением натрия в высокотемпературных тепловых трубах//Известия вузов. Ядерная энергетика. – 1994. – №6. – С. 63-69.
7. Быстров П.И., Каган Д.Н., Кречетова Г.А., Шпильрайн Э.Э. Жидкометаллические теплоносители тепловых труб и энергетических установок. – М.: Наука, 1988.
8. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984.
9. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. – М.: Атомиздат, 1978.
10. Богомолов В. Н., Замиусский В.Н., Шутов П.С., Шутов С.С. Опыт экспериментального изучения вибрации внутренних элементов высокотемпературных тепловых труб под действием потока паров натрия//Известия вузов. Ядерная энергетика. – 1996. – №4. – С. 56-60.

Поступила в редакцию 10.02.2003



hardened material is concentrated on length up to 80-100 cm, that satisfactorily corresponds to experimental

**УДК 532.582**

*Derivation and generalization of the form-factors for quasi-one-dimension models of wall friction, heat- and mass transfer coefficients in non-homogeneous coolant flow. Pin bundles* \Yu.N. Kornienko; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher School. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2004. – 10 pages, 2 illustration, 2 tables. – References 13 titles.

The method of derivation and construction of generalized closure relationships based on form-factor notion for wall friction, heat- and mass transfer coefficients [1,2] is extend on description of non-homogeneous coolant flow in the pin bundle geometry. A generalized closure relationship between friction, heat- and mass transfer coefficients for each of the pin wall with their total bundle value is presented. The obtained form-factors descriptions generalize Lyon-type integral relationships for friction, heat- and mass transfer coefficients not only for thermophysical properties and generalized body forces distributions, but also pin bundle geometry.

**УДК 626.039.553.34**

*Mathematical Modeling of High-Temperature Heat Pipes Operation in Heat Transfer Units of Modern Nuclear Power Plants* \G.V. Kuznetsov, S.F. Sandu; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher School. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2004. – 8 pages, 4 illustration. – 10 References titles.

The work is devoted to mathematical modeling of heat and mass transfer processes, proceeding in heat transfer units of nuclear power plants, manufactured on the basis of high-temperature heat pipes. The statement of a task about a temperature field of a typical high-temperature heat pipe, working on a principle of closed vaporization and condensation cycle is realized. The comparison of calculation results of a probable working area, a maximal heat transfer, and a steam temperature lengthwise distribution with known experimental data is held. On the basis of the developed mathematical model the forecasting modeling of operation of the heat-transfer system, intended for an experimental research of heat rejection from an active zone of a power reactor facility, is carried out. The results of prognostic simulation of operation of "turned" heat pipe are considered.

The analysis of results of numerical research has allowed to make a conclusion that the mathematical modeling of heat and mass transfer processes, proceeding in heat transfer units of modern nuclear power plants, gives the information adequately interpreting processes, proceeding in researched devices, and allowing to predict as normal, and dangerous modes of their operation.

**УДК 65.015.3:621.039**

*System Approach to Staff Assessment* \G.A. Reimarov, R.K. Gritsuk; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher School. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2004. – 8 pages, 3 illustration. – References 3 titles.

A formulation of personnel performance assessment problem from stands of systems analysis is given in the paper. A technique of personnel evaluation by experts is described. Outcomes obtained from use of system of staff assessment "Persona" at nuclear and conventional power plants are given.

**УДК 519.7:539.1.03**

*Simulation of Transition Radiation for Charged Particles Moving in Heterogeneous Media* \V.A. Galkin, D.A. Ryzhikov, V.I. Saveliev; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher School. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2004. – 8 pages, 6 illustration. – References 10 titles.

The work is presented the mathematical simulation of the transition radiation for the charged particle moving in a heterogeneous media with variation of dielectric properties. Detail study of radiation processes, effects of propagation of the transition in heterogeneous media is based on the algorithms and simulation programs. Results are presented the simulated spectrums of the transition radiation for periodic heterogeneous structures and influence of media parameters.