

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООТДАЧИ И ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТРУБЫ СИСТЕМЫ ПАССИВНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ АЭС

С.Г. Калякин, А.А. Цыганок

ГНЦ РФ – Физико-энергетический институт им. А.И. Лейпунского, г. Обнинск



Проведены экспериментальные исследования теплообмена и тепловой мощности теплообменника «воздух – воздух» – вентиляционной трубы ПСФ. Получено, что до значений $Re_r \approx 5 \cdot 10^3$ теплообмен между греющим и холодным воздухом возрастает, а при дальнейшем увеличении расхода греющего воздуха коэффициент теплопередачи остается постоянным. Температура внутренней поверхности теплопередающей трубы в исследованном диапазоне режимных параметров превышает 120 °С, что обеспечивает полное испарение капельного аэрозоля до его попадания на фильтры.

ВВЕДЕНИЕ

В проекте ВВЭР-1000 с РУ В-392 в качестве системы безопасности предусматривается пассивная система фильтрации (ПСФ) протечек в межбололочное пространство (МОП), которая предназначена для очистки и удаления парогазовой среды при авариях с потерей всех источников переменного тока. Движение среды через систему фильтрации обеспечивается естественной конвекцией, возникающей за счет тепловой энергии воздуха, проходящего через теплообменники системы пассивного отвода тепла (СПОТ). Передача тепла от СПОТ в систему фильтрации осуществляется через теплообменники «воздух – воздух» типа «труба в трубе», расположенные в тяговых шахтах СПОТ.

Расчетное обоснование проектных параметров системы не позволяет учесть особенности такого теплообменника с большим отношением высоты к ее диаметру ($H/d > 50$). Поэтому необходимы экспериментальные исследования теплообмена для учета влияния всех теплогидравлических факторов. Особенно это относится к переходному режиму течения, который имеет место при работе теплообменника при проектных параметрах.

Парогазовая среда в МОП может содержать водный аэрозоль, который при попадании на фильтрующие материалы системы снижает эффективность пассивной системы. Поэтому тепловая мощность теплообменников ПСФ должна быть достаточной для испарения водного аэрозоля до попадания его на фильтры.

Для обоснования проектных параметров пассивной системы фильтрации были проведены модельные экспериментальные исследования теплообмена и тепловой мощности теплообменника, позволяющей полностью испарять водный аэрозоль.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И РАБОЧИЙ УЧАСТОК

Стенд, на котором проводились исследования, состоял из двух воздушных контуров – греющего и холодного воздуха. Воздушные контуры включали в себя вентиляторы низкого давления с расходом до 750 м³/ч, напором 200 мм водяного столба и устройства для измерения расхода. Греющий воздух подавался через два воздухоподогревателя с открытыми нихромовыми спиралями регулируемой мощности до 20 кВт. Мощность подогревателей позволяла нагревать воздух с расходом 270 м³/ч до 280 °С.

Скорость воздушного потока рассчитывалась из зависимости

$$\Delta P = \xi \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{d^k}; \quad \xi = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (1)$$

Перепад давления ΔP измерялся на трубе с калиброванным внутренним диаметром d^k и заданной длиной L . Перед измерительной трубкой устанавливался участок гидродинамической стабилизации потока с отношением длины к диаметру 100. Гидродинамическая стабилизация потока перед измерительной трубкой перепада давления – общепринятая методика, исключающая наличие погрешности в измерениях ΔP .

Эксперименты проведены при следующих режимных параметрах, заданных в проекте ПСФ:

- расход холодного (нагреваемого) атмосферного воздуха – постоянный 30 м³/ч (~0,01 кг/с), что соответствует средней скорости 1,3 м/с; входная температура равнялась температуре экспериментального бокса и изменялась в пределах $T_{\text{вх}}^x = 28 \div 36$ °С;
- расход греющего воздуха 30, 90, 150 и 220 м³/ч (~0,01÷0,075 кг/с), что соответствует диапазону средних скоростей $w = 1,7 \div 9,5$ м/с; входные температуры $T_{\text{вх}}^x = 170, 220$ и 280 °С. Дополнительно к проектным температурным параметрам были проведены эксперименты при $T_{\text{вх}}^r = 120$ °С.

Опытный участок (вентиляционная труба–теплообменник «воздух–воздух») (рис. 1) состоял из теплопередающей трубы, наружного корпуса с охранными нихромовыми нагревателями и теплоизолирующей, входных камер холодного (нагреваемого) и греющего воздуха. Теплопередающая труба высотой 6416 мм и диаметром 102×2 мм (штатные размеры по проекту ПСФ) изготовлена из нержавеющей стали X18H10T. Внутренний диаметр корпуса составлял 160 мм. По высоте трубы установлены центрирующие звездочки для обеспечения равномерного кольцевого зазора между трубой и корпусом. Участок оснащен термopарами для измерения температуры воздуха в кольцевом зазоре, по центру трубы, на наружной и внутренней поверхностях теплопередающей стенки.

ТЕПЛООТДАЧА

Рассчитанный по указанным выше режимным параметрам диапазон изменения чисел Рейнольдса составлял: по горячему воздуху $(2,3 \div 15,8) \cdot 10^3$, по холодному $(6,1 \div 7,0) \cdot 10^3$, т.е. большинство экспериментов относится к переходному режиму течения ($\text{Re} < 10 \cdot 10^3$).

Для одного из режимов на рис. 2 приведено распределение температуры наружной поверхности трубы $T_{\text{ст}}^H$, температуры $T_{\text{вз}}^r$ и локального коэффициента теплоотдачи α_r от греющего воздуха к теплопередающей стенке по высоте. Эксперименты от-

носятся к переходному режиму течения, при котором существенное влияние на теплообмен оказывает естественная конвекция [1, 2], и который характеризуется неустойчивостью как процесса течения, так и теплоотдачи. Теплоотдача в этом режиме зависит от многих факторов, трудно поддающихся учету.

В [2–4] приведены схемы развития теплового пограничного слоя, а в [2] также характерное изменение коэффициента теплоотдачи и температуры стенки вдоль вертикальной поверхности. Для случая «нагретая поверхность – холодный воздух» тепловой пограничный слой увеличивается снизу вверх, на определенной высоте достигает максимальной толщины и выше по движению потока сохраняется постоянным. Поэтому интенсивность теплоотвода незначительно зависит от температуры стенки. Со стороны «греющий воздух – холодная поверхность» тепловой пограничный слой, наоборот, уменьшается по высоте до достижения постоянного значения. В соответствии с изменением толщины пограничного слоя изменяется и коэффициент теплоотдачи: уменьшение до минимального значения на определенной высоте, затем постепенное возрастание до наибольшего постоянного значения в области развитого турбулентного движения с ламинарным подслоем в непосредственной близости к поверхности. Температура стенки вначале возрастает, затем уменьшается до минимальной постоянной величины.

Приведенный на рис. 2 характер изменения температуры стенки и коэффициента теплоотдачи α_r , качественно согласуется с приведенной в [2] схемой. Эти экспериментальные данные указывают, что в исследованном диапазоне режимных параметров воздушных потоков имел место теплообмен в переходной зоне со значительным влиянием свободной конвекции.

В экспериментах также получено, что с увеличением расхода греющего воздуха в $\sim 2,2$ раза (с $G_r = 0,012$ до $0,027$ кг/с)

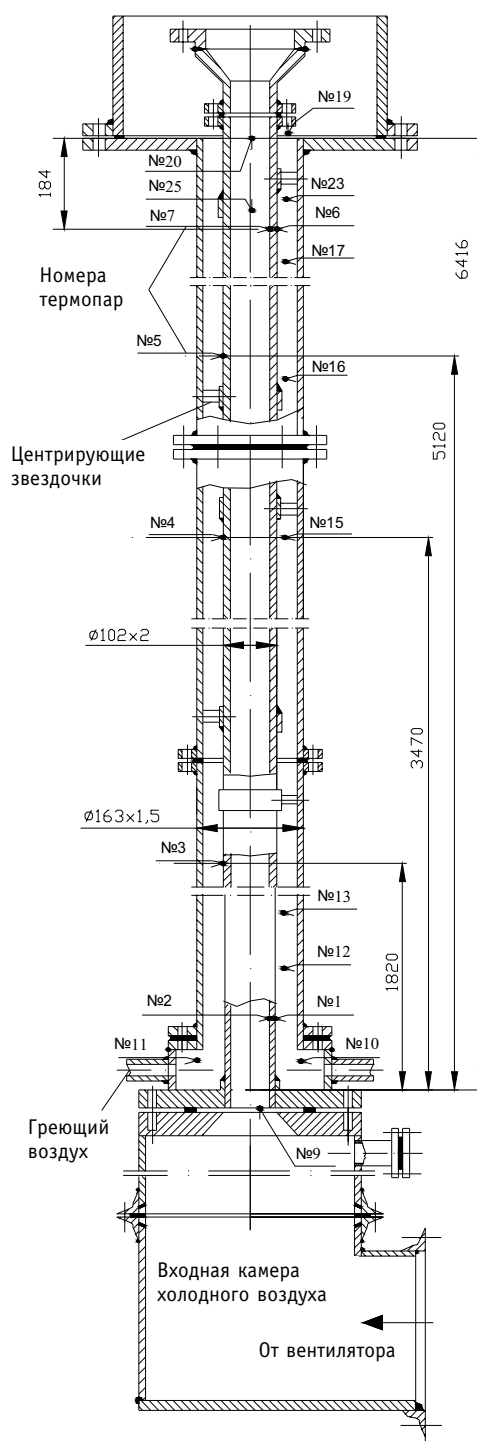


Рис. 1. Рабочий участок экспериментальной установки

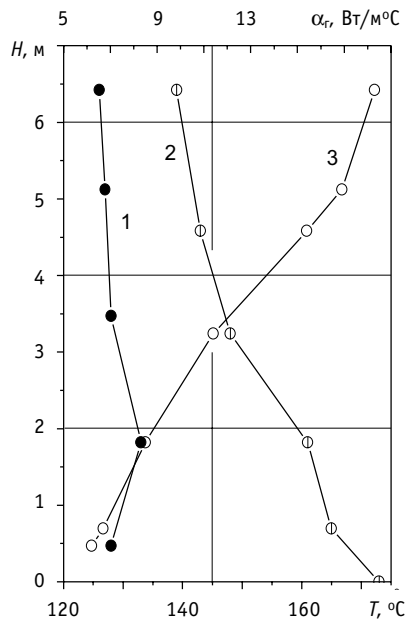


Рис. 2. Изменение температуры наружной поверхности стенки $T_{ст}^H$, температуры $T_{в3}^Г$ и коэффициента теплоотдачи α_r от греющего воздуха к стенке по высоте трубы. Расход греющего воздуха $G_r = 0,012$ кг/с; холодного воздуха $G_x = 0,01$ кг/с, $T_{в3}^{вх} \approx 170^\circ\text{C}$; 1 – $T_{ст}^H$; 2 – $T_{в3}^Г$; 3 – α_r

температура стенки на верхней половине трубы остается практически постоянной. При увеличении расхода еще в ~ 3 раза (до $G_r = 0,075$ кг/с) уменьшение температуры стенки выше $H = 1,8$ м не наблюдается, а происходит ее некоторое увеличение. Можно предположить, что такая зависимость $T_{ст}^H$ при $G_r = 0,075$ кг/с (что соответствует средней скорости $9,5$ м/с) обусловлена как характером формирования теплового пограничного слоя вдоль вертикальной поверхности большой высоты ($H/d > 50$) с одновременным влиянием вынужденного и свободного подъемного движения [1–4], так и экспериментально полученным характером изменения коэффициента теплоотдачи (рис. 2).

Зависимостей для теплообмена в переходной области в литературе не предложено. Рекомендуется, например, в [1, 2] максимальное значение критерия Нуссельта Nu рассчитывать по уравнению для турбулентного течения, а минимальное значение Nu по зависимости для ламинарного (с учетом влияния естественной конвекции).

При одинаковом направлении вынужденного и свободного движения и вязкостно-гравитационном режиме ($Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$) средний ко-

эффициент теплоотдачи для ламинарного течения в [2] рекомендуется рассчитывать по формуле

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1}, \quad (2)$$

где Pr , Gr – критерии Прандтля и Грасгофа. Формула (2) дает средние значения коэффициентов теплоотдачи при $H/d > 50$ и учитывает влияние естественной конвекции.

Для обобщения теплоотдачи в переходной зоне за основу можно принять критериальную зависимость (2) для ламинарного режима течения, дополнив ее эмпирическим коэффициентом, полученным на основании обработки экспериментальных данных. Поскольку в опытах диапазон режимных параметров изменялся от начала ($Re = Re_{кр}$) до конца ($Re = 10^4$) переходной зоны, то при обобщении теплоотдачи целесообразно это изменение учесть отношением $Re / Re_{кр}$.

В результате компьютерной обработки опытных данных при $T_{в3}^Г = 170, 220$ и 280°C и заданной геометрии рабочего участка теплообмен от греющего воздуха к стенке удовлетворительно описывается эмпирической зависимостью

$$Nu = 0,00142 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left[T_{в3}^{Г,0,8} \left(\frac{Re}{Re_{кр}} \right)^{0,24} \right] \quad (3)$$

во всей переходной зоне.

Различные схемы развития тепловых пограничных слоев с наружной (горячий воздух – холодная стенка) и внутренней (горячая стенка – холодный воздух) сторон трубы обуславливают и различные коэффициенты теплоотдачи с разных сторон трубы. Поэтому при расчете тепловой мощности воздушных теплообменников такого типа

($H/d > 50$) целесообразно использовать коэффициент теплопередачи k , который учитывает различие теплообмена с обеих сторон теплопередающей стенки.

Поскольку теплообмен существенно зависит от $T_{\text{вх}}^r$, то при обобщении экспериментальных данных по k величину температуры необходимо ввести в качестве одного из параметров. Рассчитанные по α_r и α_x коэффициенты теплопередачи для всех экспериментальных режимов представлены на рис. 3. Видно, что эмпирический комплекс

$k/(T_{\text{вх}}^r)^{0,5}$ хорошо обобщает экспериментальные данные для заданной геометрии теплообменника при всех значениях входных температур греющего воздуха во всем диапазоне Re_r . До значений $Re_r \approx 5 \cdot 10^3$ теплообмен обобщается эмпирической зависимостью

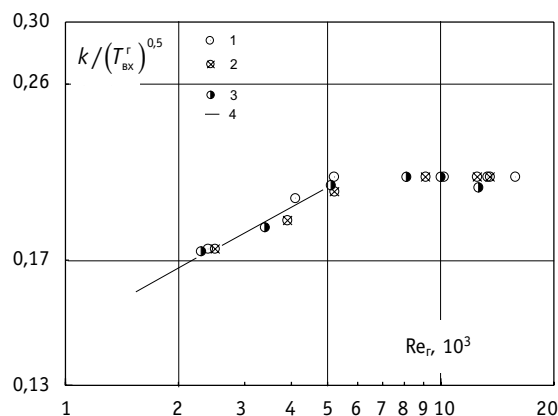


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплопередачи между греющим и холодным воздухом от Re_r ; 1, 2, 3: $T_{\text{вх}}^r \approx 170, 220, 280^\circ\text{C}$; 4 – по формуле (5)

$$k = 0,047 Re_r^{0,17} (T_{\text{вх}}^r)^{0,5}, \quad (4)$$

а при дальнейшем увеличении расхода греющего воздуха комплекс $k/(T_{\text{вх}}^r)^{0,5}$ остается постоянным.

ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ

Зависимость тепловой мощности теплообменника Q_x от входной температуры греющего воздуха $T_{\text{вх}}^r$ приведена на рис. 4. Расход греющего воздуха G_r изменялся в диапазоне 0,015 – 0,075 кг/с, что соответствует проектному диапазону средних скоростей $w = 1,7 \div 9,5$ м/с. Из рис. 4 видно, что в диапазоне входных температур расход греющего воздуха влияет незначительно на тепловую мощность. Так, например, при $T_{\text{вх}}^r = 220^\circ\text{C}$ увеличение расхода греющего воздуха в $\sim 3,5$ раза (с 0,021 до 0,075 кг/с, что соответствует средним скоростям 2,37 и 8,3 м/с) приводит к увеличению тепловой мощности лишь на $\sim 16\%$.

Значительное увеличение тепловой мощности при одинаковых расходах греющего воздуха происходит при увеличении его входной температуры. Так, например, при $G_r = 0,021$ кг/с увеличение $T_{\text{вх}}^r$ с 220 до 280°C (увеличение скорости с 2,37 до 2,49 м/с) приводит к возрастанию мощности на $\sim 44\%$.

Изменения температуры внутренней поверхности трубы $T_{\text{ст}}^{\text{вн}}$ и температуры воздуха $T_{\text{вых}}^x$ (по центру трубы) в выходном сечении теплообменника данной конструкции при различных входных температурах воздуха приведены на

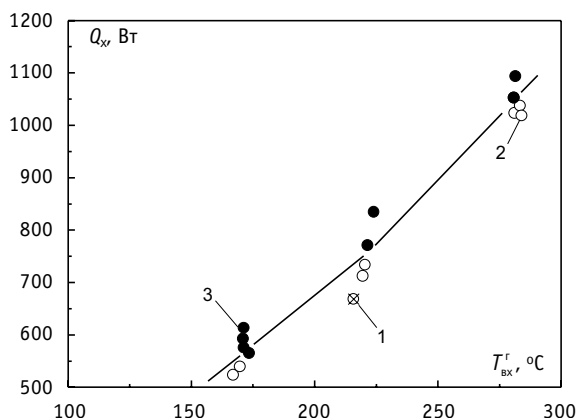


Рис. 4. Зависимость мощности теплообменника от входной температуры греющего воздуха. 1, 2, 3: – $G_r = 0,015; 0,021; 0,075$ кг/с соответственно

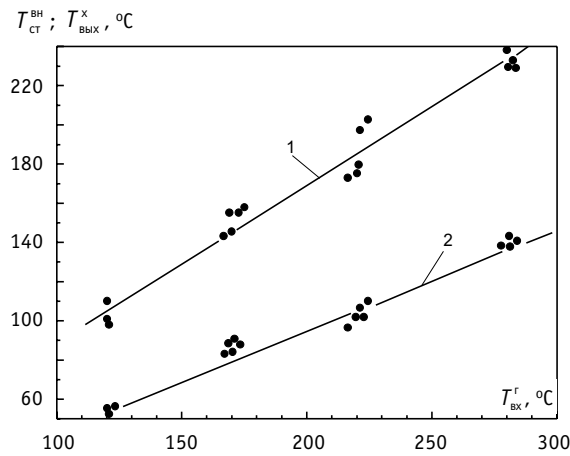


Рис. 5. Влияние входной температуры греющего воздуха на температуру внутренней поверхности теплопередающей трубы $T_{ст}^{вн}$ и температуру воздуха на выходе $T_{вых}^х$ (по центру трубы); диапазон изменения расхода греющего воздуха — $0,015 \div 0,075$ кг/с; расход холодного воздуха — $0,01$ кг/с; 1 — $T_{ст}^{вн}$; 2 — $T_{вых}^х$

ная температура нагреваемого воздуха достигает 100°C — температуры насыщения пара при одной атмосфере. Более существенное влияние на температуру выхода холодного воздуха и температуру внутренней поверхности стенки, по сравнению с расходом, оказывает температура греющего воздуха.

В исследованном диапазоне входных температур греющего воздуха (кроме $T_{гр}^{вх} = 120^\circ\text{C}$) температура внутренней поверхности теплопередающей трубы даже на ее выходе превышает 120°C , поэтому на стенке трубы по всей ее высоте может происходить интенсивное испарение капельного аэрозоля (за счет перегрева $T_{ст}$ по отношению к температуре потока). По радиусу теплопередающей трубы наблюдается значительный градиент температуры $T_{ст}^{вн} - T_{вых}^х$ (рис. 5). Так, при $T_{гр}^{вх} = 220^\circ\text{C}$ эта разница температур составляет $\sim 80^\circ\text{C}$. Отсюда следует, что наиболее интенсивное испарение капельного аэрозоля происходит в пристенном слое.

Экспериментальные исследования тепловой мощности теплообменника и выходных температур холодного воздуха были проведены при постоянном расходе $G_x = 0,01$ кг/с (что соответствует средней скорости $1,3$ м/с). Коэффициент теплопередачи от горячего к холодному воздуху определяется только значениями коэффициентов теплоотдачи воздуха с обеих сторон стенки. Основной вклад в коэффициент теплопередачи вносит интенсивность отвода тепла к холодному воздуху, поэтому тепловая мощность теплообменника должна существенно зависеть от его расхода (скорости). Для выяснения такой зависимости при двух температурах $T_{гр}^{вх} = 220^\circ\text{C}$ и $T_{гр}^{вх} = 280^\circ\text{C}$ были проведены экспериментальные исследования при значениях $G_x = 0,01 \div 0,02$ кг/с. Получено, что при обоих значениях входных параметров греющего воздуха тепловая мощность возрастает примерно прямо пропорционально увеличению расхода G_x ; так, при $T_{гр}^{вх} = 280^\circ\text{C}$ увеличение G_x с $0,01$ до $0,02$ кг/с приводит к увеличению Q_x также примерно в два раза.

ВЫВОДЫ

1. До значений $Re_f \approx 5 \cdot 10^3$ коэффициент теплопередачи между греющим и холодным воздухом возрастает, а при дальнейшем увеличении расхода греющего воздуха коэффициент теплопередачи остается постоянным.

рис. 5. При каждой $T_{гр}^{вх}$ на рисунке нанесены экспериментальные данные при различных расходах греющего воздуха, диапазон изменения которого составлял $0,015 \div 0,075$ кг/с. Эти данные показывают величину перегрева внутренней поверхности стенки по отношению к температуре потока и косвенно характеризуют интенсивность испарения водного аэрозоля на теплопередающей стенке.

Во всем исследованном диапазоне $T_{гр}^{вх}$ как температура стенки, так и температура нагреваемого воздуха на выходе из теплообменника незначительно зависят от G_f при его изменении от $0,015$ до $0,075$ кг/с. При $T_{гр}^{вх} \geq 220^\circ\text{C}$ выход-

2. Тепловая мощность теплообменника «греющий воздух – холодный воздух» и температура воздуха на выходе из него сильно зависят от температуры греющего воздуха и незначительно зависят от его расхода.

3. Температура внутренней поверхности теплопередающей трубы во всем исследованном диапазоне режимных параметров превышает 120°C, что обеспечивает полное испарение капельного аэрозоля до его попадания на фильтры.

Литература

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с.
3. Лыков А.В. Тепломассобмен: Справочник. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
4. Эккерт Е.Р.Г., Зенген Е., Шнайдер П.Ю. Изучение перехода ламинарного движения в турбулентное при свободной конвекции на вертикальной пластине/Сб. оригинальных статей. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 394 с.

Поступила в редакцию 21.03.2005

УДК 621.311.25:621.039

Neutron and Physical Characteristics of the Khmel'nitsk-2 First Loading with Alternative-Design Fuel Assemblies at the Stages of Physical and Power Startup \ E.S. Saakov, V.P. Derij, A.M. Yakovlev, A.A. Kormilitsin, A.V. Klepov, M.H. Gashev, Yu.A. Krainov, V.I. Chmykhun, V.V. Sarbukov, O.V. Lebedev, V.V. Makeev, A.Yu. Belyakov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of High Schools. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2005. – 13 pages, 9 tables, 3 illustrations. – References, 8 titles.

The papers cover the results of the research in the field of physical and neutron characteristics for Khmel'nitsk-2 first loading with alternative-design fuel assemblies at the stages of physical and power startup. The obtained experimental findings could be used to adjust the constants and software to be applied for design modeling of the fuel cycle at the stages of design and operation of the power reactors

УДК 621.039.55

Experimental Investigation of Hydraulic Characteristics of Tank Reactor Model \ E.F. Avdeev, I.A. Chusov, V.A. Levchenko, Yu.D. Levchenko, Yu.S. Yur'ev; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of High Schools. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2005. – 8 pages, 2 tables, 4 illustrations. – References, 3 titles.

The results of experimental investigation of hydraulic characteristics of tank reactor model on «MP» installation are cited in the paper. Description of hydraulic model of two-loop tank type reactor plant is given. Experimental data cover wide range of installation performance parameters including emergency operational mode of reactor plant model with complete shut down of one feed-pump.

УДК 621.039.58

Experimental Investigations in Substantiation of Design Functions of the Passive System of Filtration of the Leaks to the NPP Annulus \ S.G. Kalyakin, A.A. Tsyganok; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of High Schools. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2005. – 7 pages, 4 tables, 5 illustrations. – References, 4 titles.

Experimental investigations of heat transfer and heat power of the “air – air” heat exchanger – vent pipe of the passive filtration system are carried out. It's obtained that heat transfer between heating and cold air is increasing below $Re_h \gg 5 \cdot 10^3$ and when heating air flow is further rising the heat transfer ratio is remain constant. The temperature of the internal surface of the heat exchange pipe in the investigated range of the operating conditions is exceed 120 °C that provide full vaporization of the dropping aerosol before it hit on the filters.

УДК 621.039,534.6

Experimental and Numerical Modelling of Liquid Metal Boiling Heat Transfer in a System of Parallel Fuel Subassemblies under conditions of Natural Convection \ G.A. Sorokin, X. Ninokata, X. Endo, A.D. Efanov, A.P. Sorokin, E.F. Ivanov, G.P. Bogoslovskaya, V.V. Ivanov, A.D. Volkov, I.R. Zueva; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of High Schools. Nuclear Power Engineering). – Obninsk, 2005. – 15 pages, 1 table, 8 illustrations. – References, 32 titles.

The paper presents description of test facility and experimental data on boiling hydrodynamics and heat transfer obtained with eutectic sodium-potassium alloy in a system of two parallel heat generating subassemblies positioned in the natural circulation loop. Also the paper describes briefly the modified numerical model and numerical code for calculations of thermohydraulic characteristics in case of liquid metal boiling as within single subassembly and in a system of parallel subassemblies. It is shown that results of calculations are in a good agreement with experimental data. It is concluded that modeling of natural circulation thermohydraulics in reactor core allows the conditions of stable heat transfer to be determined and such phenomena as heat transfer crisis, fuel pin dryout, reactor core melting to be prevent in the mode of fast reactor emergency cooling up.