

## СОПРОТИВЛЕНИЕ И ТЕПЛООБМЕН В ШАРОВЫХ ЗАСЫПКАХ ПРИ ДВИЖЕНИИ ОДНО-И ДВУХФАЗНЫХ СРЕД И КИПЕНИЯ

Д-р техн. наук, проф. В.В. ЛОЗОВЕЦКИЙ, д-р техн. наук, проф. Ф.В. ПЕЛЕВИН,  
асп. А.В. ПОНОМАРЕВ

*Представлены результаты экспериментальных исследований гидродинамических и тепловых процессов в засыпках шаровых тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ) применительно к активным зонам ядерных реакторов с шаровыми топливными тепловыделяющими элементами. Дано описание термодинамической установки, методики препарирования моделей, измерения и обработки экспериментальных данных. Установлены пузырьковый и переходный режимы кипения в тепловыделяющих элементах. Получены критериальные зависимости, которые удовлетворительно описывают данные по сопротивлению при движении одно-и двухфазных сред и теплоотдаче для областей пузырькового и переходного режимов кипения в шаровой засыпке.*

*Results of experimental researches of hydrodynamic and thermal processes in the backfills of spherical fuel elements with reference to active zones of nuclear reactors containing such elements are presented. The description of thermodynamic installation, a technique of preparation of models, measurements and processing of experimental data is given. Bubble and transitive modes of boiling in fuel cells are set up. Criterion dependences which can well describe resistance data at movement of one- and two-phase mediums and heat dissipation for areas of bubble and transitive modes of boiling in a spherical backfill.*

Шаровые ТВЭЛы с топливом на основе микрочастиц с многослойным покрытием привлекают в последнее время внимание специалистов, занятых проектированием активных зон высокотемпературных газоохлаждаемых ядерных реакторов (ВТГР) и водяных энергетических реакторов (ВВЭР), а также другого энергонапряженного теплообменного оборудования [1—3]. Такие ТВЭЛы позволяют удерживать температуру продуктов деления ядерного топлива до 1600 °С и выше, газ на выходе из активных зон имеет температуру 900 °С и выше, а в ВВЭР, выполненных по одноконтурной схеме, — перегретый пар сверхкритических параметров, т.е. увеличить к.п.д. до 50 %. Это, в свою очередь, снижает потребление энергии, вредную нагрузку на окружающую среду («парниковый эффект», глобальное изменение климата). Использование такой технологии тормозится недостатком данных, касающихся процессов теплообмена и гидродинамики в тепловыделяющих сборках (ТВС), другом теплообменном оборудовании с засыпкой шаровых ТВЭЛов; отсутствием расчетных зависимостей. Данные по течению двухфазных сред и кипению в таких конструкциях практически отсутствуют.

### Экспериментальная установка. Измерение и обработка данных

Исследования сопротивления и теплоотдачи при движении одно-и двухфазных сред и кипении воды проводились на установке (рис. 1), которая состояла из рабочего участка 5, изготовленного из органического стекла или эбонита (это позволяло доводить температуру шарового элемента в опытах до 300 °С). Внутренний диаметр рабочего участка в

опытах варьировался от 30 до 180 мм, длина — от 75 до 420 мм. В его нижней части была установлена поддерживающая решетка с отверстиями, закрытыми сеткой с высокой пористостью. Над решеткой располагалась засыпка шаровых элементов диаметром от 3 до 60 мм, изготовленных из алюминиевого сплава, свинца или стали. Для ее фиксации шаровые элементы сверху прижимались аналогичной по конструкции решеткой. Эксперименты проводились на воздухе, в воде и смеси воды и воздуха при различных их соотношениях.

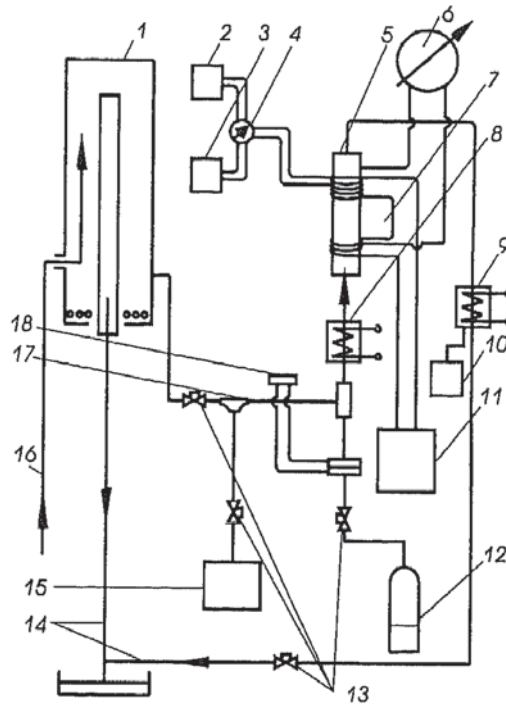


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 — напорный бак с переливом, 2 — КСП-4, 3 — ПП-63, 4 — переключатель терморпар, 5 — рабочий участок, 6 — пьезометры, 7 — индуктор, 8 — теплообменник, 9 — холодильник, 10 — конденсатор, 11 — генератор УЗГ-4, 12 — баллон, 13 — вентили ДУ, 14 — слив в канализацию, 15 — термостат, 16 — подвод от водопровода, 17 — тройник, 18 — наклонный микроманометр

Вода в рабочий участок 5 поступала из напорного бака с переливом 1, проходя через теплообменник 8, в котором она подогревалась до температуры на (2—4) °С ниже температуры насыщения  $T_s$ . В рабочем участке 5 вода нагревалась до  $T_s$ , за счет теплообмена с элементами шаровой засыпки, нагреваемыми токами высокой или ультразвуковой частоты, генерируемыми индуктором 7, питаемым от системы ТВЧ или ультразвукового генератора 11 типа УЗГ-4. Испаренная вода конденсировалась в холодильнике змеевикового типа 9 и собиралась в конденсаторе 10. Расход воды был постоянным и поддерживался за счет постоянства уровня жидкости в напорном баке 1, а при необходимости изменения расхода за счет опускания или подъема переливной трубки. После проведения соответствующих измерений вода из конденсатора 10 сливалась в канализацию. Воздух подавался от воздухоподогревателя ТГ-42-1-1 (на рис. 1 не показана) или от баллона 12.

Исследования сопротивления проводились в каналах с шаровой засыпкой при течении в них воздуха, воды или водо-воздушной смеси, моделирующей сопротивление при кипении ( $Re_0 = 4,545 - 7,2 \cdot 10^4$ ).

При описании сопротивления с засыпке шаровых элементов использовалась модель внутреннего отрывного течения [3], согласно которой реально существующее простран-



ство между шарами заменяется системой круговых каналов с периодически изменяющимся по высоте поперечным сечением. Переходя к относительным величинам, отметим, что относительная площадь проходного сечения изменяется от минимального  $\Psi_{\min}$  до максимального  $\Psi_{\max}$  значений с периодом, равным относительной высоте элементарной шаровой ячейки  $h_m$ . Для таких каналов определяющий параметр — это степень расширения проходного сечения

$$\bar{F} = \frac{\Psi_{\max}}{\Psi_{\min}}. \quad (1)$$

Гидравлическое сопротивление канала с переменным сечением без учета сопротивления трения будет

$$\Delta p = \xi_o f(\bar{F}) \frac{H_{\text{сн}}}{h_m d_{\text{ш}}} \frac{\rho W_o^2}{2g}, \quad (2)$$

где  $f(\bar{F})$  — эмпирический коэффициент, учитывающий степень расширения проходного сечения.

Блокировка просветов в ромбоэдрической регулярной шаровой укладке вызывает дополнительное искривление потока теплоносителя и приводит к увеличению сопротивления слоя, которое можно учесть, вводя в степень расширения поправочный коэффициент  $F = k\bar{F}$ , в котором  $\bar{F}$  — степень расширения проходного сечения шарового монодисперсного слоя со свободными просветами, которая определяется по приведенной выше зависимости. Для нерегулярного шарового слоя и регулярных структур со свободными просветами  $k = 1$ ; для ромбоэдрической укладки с заблокированными просветами  $k = 0,71$ .

Переходя к скорости фильтрации  $W = \Psi_{\min} W_o$ , получим

$$\frac{\Delta p}{H_{\text{сн}}} = \xi_o f(\bar{F}) \frac{\rho W^2}{\Psi_{\min}^2 h_m d_{\text{ш}}}.$$

Величину степени расширения  $\bar{F}$  можно найти, используя зависимость

$$\bar{F} = \frac{1}{\Psi_{\min}} - 4(1 - \Psi_{\min})(1 - h_m) \frac{h_m}{\Psi_{\min}}.$$

Из (2) определим зависимость для коэффициента гидравлического сопротивления в рамках модели внутреннего отрывного течения

$$\xi_o = \frac{2\Delta p \Psi_{\min}^2 h_m d_{\text{ш}}}{\rho W^2 H_{\text{сн}} f(\bar{F})}.$$

С учетом того, что  $h_m = \frac{H_{\text{сн}}}{n_{\text{сн}} d_{\text{ш}}}$  получим выражение, аналогичное по структуре уравнению для коэффициента гидравлического сопротивления каналов с  $n \leq 3$  [1],

$$\xi_o = \frac{2\Delta p \Psi_{\min}^2}{\rho W^2 f(\bar{F}) n_{\text{сн}}} = \xi \Psi_{\min}^2,$$

где  $f(\bar{F}) = 1 + 33/\bar{F}^4$ .

Таким образом, коэффициент гидравлического сопротивления является функцией числа Рейнольдса, определяемого по параметрам узкого сечения  $Re_o = Re_w / \sqrt{\pi \psi_{\min}}$ .

В процессе экспериментов по кипению, которые проводились при атмосферном давлении, с помощью хромель-копелевых термопар диаметром 0,1 мм, измерялась температура воды. В трех сечениях по высоте рабочего участка в шаровых элементах по его радиусу было установлено по три аналогичных термопары, по показаниям которых определялась средняя температура поверхности шаровых элементов  $T_w$ . ЭДС термопар измерялась приборами КСП-4 или ПП-63. Экспериментальный стенд имел периодически используемое дополнительное оборудование: термостат, наклонный микроанометр, запорно-регулирующую арматуру. Тепловой поток рассчитывался по количеству испарившейся воды по формуле:

$$Q = r m_b, \quad (3)$$

где  $r$  — удельная теплота парообразования;  $m_b$  — количество испарившейся воды.

Количество испарившейся воды  $m_b$  в единицу времени определялось по количеству воды в конденсаторе  $10$  за соответствующий промежуток времени. Следует отметить, что такой метод определения теплового потока  $Q$  достаточно точен, так как количество тепла, идущего на подогрев воды до температуры насыщения  $T_s$ , не превышало 20 % от количества тепла, идущего на ее испарение. Детальная оценка погрешности определения теплового потока таким способом показала, что она не превышала 17 %, а в большинстве экспериментов составляла от 1,5 до 10 %.

В процессе экспериментов основные параметры, характеризующие теплоотдачу в засыпке шаровых элементов, изменялись в следующем диапазоне: температура воды  $T_b$  от 96 до 100 °С, давление  $p \cong 100$  кПа, температура поверхности шаровых элементов  $T_w$  от 101,5 до 150,9 °С, удельный тепловой поток  $q$  от 11,59 до 200 кВт/м<sup>2</sup>, расход воды  $m_b$  от 0,3 до 10,6 г/с, массовое паросодержание  $\beta$ , рассчитанное как отношение массы образующегося в канале пара  $m_v$  к массе воды  $m_b^k$  составляло от 1,74 до 58,5 %.

Следует отметить, что температура поверхности определялась по показаниям термопар, установленных, как было указано выше, в шаровых элементах в трех сечениях по высоте рабочего участка, как среднее их значение по формуле

$$T_w = \frac{\sum_{i=1}^n T_{w_i}}{n}, \quad (4)$$

где  $n = 9$  — количество шаровых элементов, в которых были установлены термопары.

### Сопротивление при движении одно- и двухфазных сред

В результате обработки ряда экспериментальных данных обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления, определяемый по параметрам модели внутреннего отрывного течения в зависимости от критерия Рейнольдса в узком сечении, может быть удовлетворительно описан двумя зависимостями. Для области чисел Рейнольдса  $Re_o = 4,545 - 10^2$



$$\xi(\text{Re}_0) = e^{1.95(4.6 - \ln(\text{Re}_0))}, \quad (5)$$

для  $\text{Re}_0 = 10^2 - 7.2 \cdot 10^4$

$$\xi_0 = 0.276 \left( \frac{33}{\text{Re}_0^{0.6}} - \frac{\text{Re}_0^{1.6}}{10^9} + 1 \right). \quad (6)$$

Формулы (5),(6) могут быть рекомендованы для расчета обобщенного коэффициента гидравлического сопротивления в регулярных и нерегулярных монодисперсных шаровых засыпках в диапазоне чисел Рейнольдса  $4,545 \dots 7,2 \cdot 10^4$  при течении в них воздуха, воды и газо-жидкостных потоков (рис. 2). Анализ данных по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче при неизотермическом течении [1—3] позволил выделить ряд факторов, влияющих на окончательный вид зависимостей при описании этих процессов. К их числу относятся факторы, связанные как с качественными и количественными изменениями (собственно неизотермичности потока поперек пограничного слоя газа и как следствие смещение точки его отрыва), так и с методикой обработки экспериментальных данных (учет потерь давления на ускорение или замедление потока газа; выбор определяющей температуры при расчете критериальных параметров).

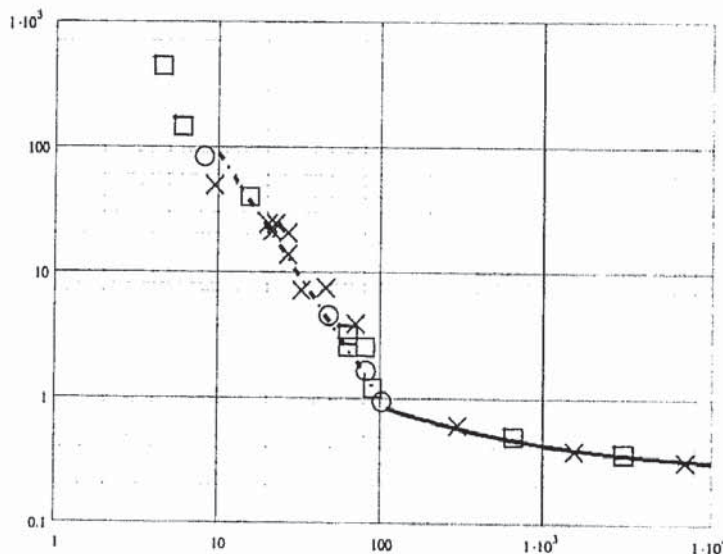


Рис. 2. Результаты исследования коэффициента гидравлических потерь; ○ — воздух; □ — вода; × — вода +

воздух; ■ ● ■ —  $\xi(\text{Re}_0) = e^{1.95(4.6 - \ln(\text{Re}_0))}$ ; — —  $\xi(\text{Re}_0) = 0.276 \left( \frac{33}{\text{Re}_0^{0.6}} - \frac{\text{Re}_0^{1.6}}{10^9} + 1 \right)$

Рассмотрим влияние неизотермичности потока в поперечном направлении. При течении газа в засыпке шаровых элементов развитие пограничного слоя на каждой сфере происходит заново и из-за небольшой протяженности его толщина не превышает  $100-200$  мкм [1—3]. Пограничный слой на большей части сферы ламинарный. Результаты численного расчета теплообмена в ламинарном пограничном слое, а также экспериментальные данные для ламинарного течения газа в трубе и на ее начальном участке свидетельствуют о чрезвычайно малом влиянии температурного фактора на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу [1]. Слабое влияние неизотермичности в ламинарном пограничном слое связано с взаимной компенсацией влияний изменения вязкости и



теплопроводности. Повышение вязкости приводит к утолщению пограничного слоя, но одновременное возрастание коэффициента теплопроводности уменьшает его термическое сопротивление.

При обтекании сферы потоком газа влияние температурного фактора, представляющего собой отношение температуры поверхности сферы  $T_w$  к температуре среды  $T_f$ , ее обтекающей, проявляется в смещении точки отрыва пограничного слоя против потока, что приводит к изменению распределения локальных коэффициентов теплоотдачи в кормовой части сферы [1]. Однако исследования, проведенные с единичной сферой в канале с  $n = 1,27$ , показали, что температурный фактор не влияет на средний коэффициент теплоотдачи от сферы в диапазоне изменения  $T_w/T_f = 1,08 \dots 2,2$  и чисел Рейнольдса  $Re_{ш} = (10 \dots 444) \cdot 10^3$ . Очевидно, что смещение точки отрыва пограничного слоя в пределах нескольких градусов не приводит к существенным изменениям гидродинамической картины течения около сферы и не оказывает влияния на сопротивление и теплоотдачу.

При обработке экспериментальных данных разные авторы принимают за определяющую температуру потока либо температуру набегающего газа, либо среднемассовую температуру, а физические свойства газа рассчитывают либо по температуре набегающего потока, либо по среднемассовой, а также по температуре стенки, среднеарифметическому значению между температурой стенки и газа или совокупности этих величин. Это создает определенные трудности при анализе полученных экспериментальных результатов.

С ростом плотности теплового потока увеличиваются подогрев и локальные значения температуры газа. Следовательно, при выборе в качестве определяющей температуры набегающего потока происходит завышение среднего температурного напора и снижение расчетных значений коэффициентов теплоотдачи. При этом в каналах с высокой интенсивностью теплоотдачи температурный напор будет меньше, что приведет к большей зависимости от температурного фактора, чем для каналов с низким коэффициентом теплоотдачи. В то же время использование в качестве определяющей среднемассовой температуры позволяет обработать многочисленные опытные данные по теплоотдаче в каналах с шаровыми элементами, поперечно обтекаемыми цилиндрами и в шаровых засыпках таким образом, что полученные зависимости не будут содержать комплекс  $T_w/T_f$ . Поэтому выбор среднемассовой температуры в качестве определяющей достаточен для того, чтобы не существовало зависимости от температурного фактора, обусловленной методикой обработки.

Потери давления на ускорение или замедление потока следует определять по среднемассовой скорости газа в засыпке или пучке стержней. В противном случае это приводит к появлению зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от температурного фактора. Таким образом, проведенный анализ влияния отдельных факторов показал возможность представления эмпирических зависимостей для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи в окончательном виде без членов, учитывающих температурный фактор, что, по-видимому, позволит использовать формулы (5), (6) для расчета обобщенного коэффициента гидравлического сопротивления и в случае кипения воды в регулярных и нерегулярных шаровых засыпках.

### Теплообмен при кипении

Обработка экспериментальных данных по теплообмену показала, что при малых разностях температур поверхности шаровых элементов и насыщенной воды  $\Delta T_s = T_w - T_s$  с ростом плотности теплового потока коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  увеличивался. Это



увеличение отмечалось до  $q = 1,09—1,10$  кВт/м<sup>2</sup> (рис. 3). Можно предположить, что до этих значений плотности теплового потока режим кипения в шаровой засыпке был пузырьковым.

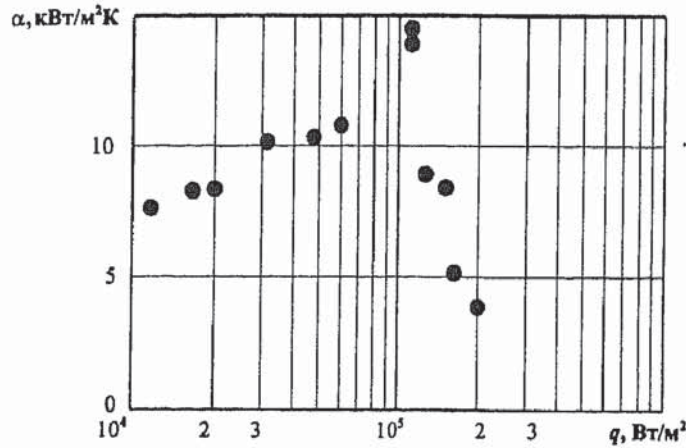


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от теплового потока

Анализ величин, влияющих на процесс кипения в этой области и при переходном режиме кипения, показал, что коэффициент теплоотдачи может быть выражен функциональной связью критерия Нуссельта с рядом безразмерных комплексов зависимость следующего вида:

$$Nu_B = f \left[ \frac{d_{ш}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_B - \rho_n)}}}; \frac{r}{(C_{эКВ} \Delta T_s)}; \frac{\lambda_{эКВ}}{\lambda_B} \right], \quad (7)$$

где  $Nu_B = \frac{\alpha d_{ш}}{\lambda_B}$  — критерий Нуссельта для воды;  $d_{ш}$  — диаметр шарового элемента;

$C_{эКВ}$  — эквивалентная теплоемкость воды,  $\lambda_B$  — коэффициент теплопроводности воды;  $\lambda_{эКВ}$  — эквивалентный коэффициент теплопроводности воды;  $\sigma$  — поверхностное натяжение;  $\rho_B, \rho_n$  — плотность воды и пара соответственно;  $g$  — ускорение свободного падения.

Эквивалентная теплоемкость и эквивалентный коэффициент теплопроводности определялись по следующим формулам:

$$C_{эКВ} = \epsilon C_B + (1 - \epsilon) C_{ш}, \quad (8)$$

$$\lambda_{эКВ} = \epsilon \lambda_B + (1 - \epsilon) \lambda_{ш}, \quad (9)$$

где  $\epsilon$  — пористость засыпки шаровых элементов;  $C_B$  — теплоемкость воды;  $C_{ш}$  — теплоемкость материала шарового элемента;  $\lambda_B$  — коэффициент теплопроводности воды;  $\lambda_{ш}$  — коэффициент теплопроводности материала шарового элемента.

Значения физических свойств воды определялись при температуре насыщения, а плотности пара — при  $T = (T_w + T_s)/2$ .

На рис. 4 представлена корреляционная зависимость для коэффициента теплоотдачи

чи от комплекса  $a$ , где комплекс  $a = \left[ \frac{d_{ш}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_v - \rho_n)}}} \right]^{0,9} \left[ \frac{r}{C_{эKB} \Delta T_s} \right]^n Pr_B^{2,73} \left( \frac{\lambda_{эKB}}{\lambda_v} \right)^m$ ; 1, 2 —

пузырьковый и переходной режим кипения соответственно.

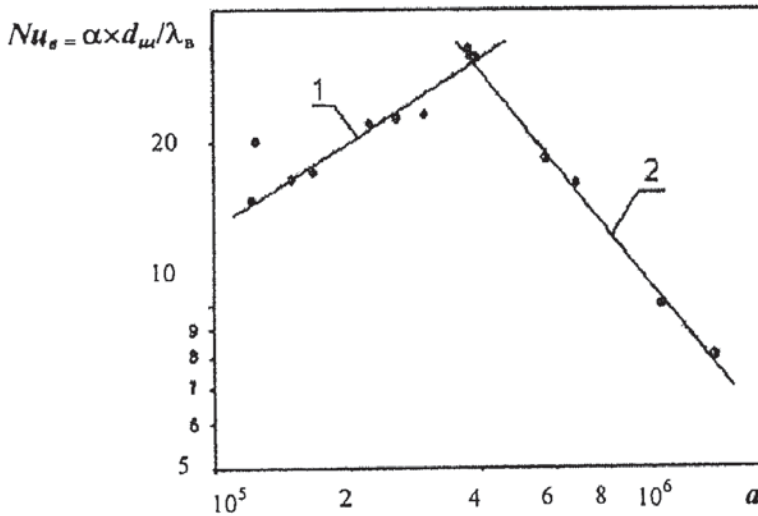


Рис. 4. Зависимость теплоотдачи от комплекса  $a$

Данные по коэффициенту теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения, представленные на рис. 4, хорошо описываются соотношением

$$Nu_B = 0,03 \left[ \frac{d_{ш}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_v - \rho_n)}}} \right]^{0,48} \left[ \frac{r}{C_{эKB} \Delta T_s} \right]^n Pr_B^{1,79} \left( \frac{\lambda_{эKB}}{\lambda_v} \right)^m, \tag{10}$$

где  $m = 0,69 \left[ \frac{d_{ш}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_v - \rho_n)}}} \right]^{0,6}$ ,  $n = -0,313 Pr_B^{0,3}$ ;  $Pr_B$  — критерий Прандтля для воды.

Из рис. 4 следует, что при пузырьковом режиме кипения, как и в случае кипения в большом объеме, с ростом плотности теплового потока коэффициент теплоотдачи увеличивается. Рост коэффициента теплоотдачи вызван ростом центров парообразования на поверхности шаровых элементов и увеличением скорости движения паровой среды, что связано с ростом паросодержания  $\beta$ . В случае кипения жидкости в условиях вынужденно-



го движения в шаровой засыпке перенос тепла от поверхности нагрева в ядро осуществляется пузырьками пара, образовавшимися на ней, и конвекцией жидкости. Количество тепла, переносимого паром, зависит, в основном, от плотности теплового потока  $q$  на поверхности сферы. Количество тепла, переносимого путем конвекции жидкости в случае малых объемов паросодержаний  $\beta$ , определяется скоростью циркуляции.

В зависимости от соотношения плотности теплового потока и скорости циркуляции вклад кипения (т.е. переноса тепла пузырьками пара) и конвективного переноса в процессе теплоотдачи будет неодинаковым. При малых скоростях циркуляции коэффициент теплоотдачи практически не зависит от скорости, а определяется, в основном, процессом кипения, и с увеличением плотности теплового потока возрастает (рис. 3). По мере увеличения скорости циркуляции зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока постепенно становится несущественной и начинает проявляться его зависимость от скорости циркуляции.

При достаточно развитом кипении, когда вблизи поверхности шарового элемента содержание пара становится значительным, высокая интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении определяется малым термическим сопротивлением тонкой жидкостной пленки, которая остается на самой теплоотдающей поверхности. Эффективная толщина этого слоя жидкости уменьшается по мере увеличения тепловой нагрузки, что приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи.

Из рис. 5 следует, что при паросодержании  $\beta = 8,58\%$  ( $q = 109,8$  кВт/м<sup>2</sup>) имеет место максимум теплоотдачи. При дальнейшем росте паросодержания коэффициент теплоотдачи уменьшается и достигает своего минимального значения для данной серии экспериментов, соответствующего  $Nu_v = 8,06$  при  $\beta = 58,6\%$ . Снижение коэффициента теплоотдачи объясняется тем, что как на самой поверхности шаровых элементов, так и

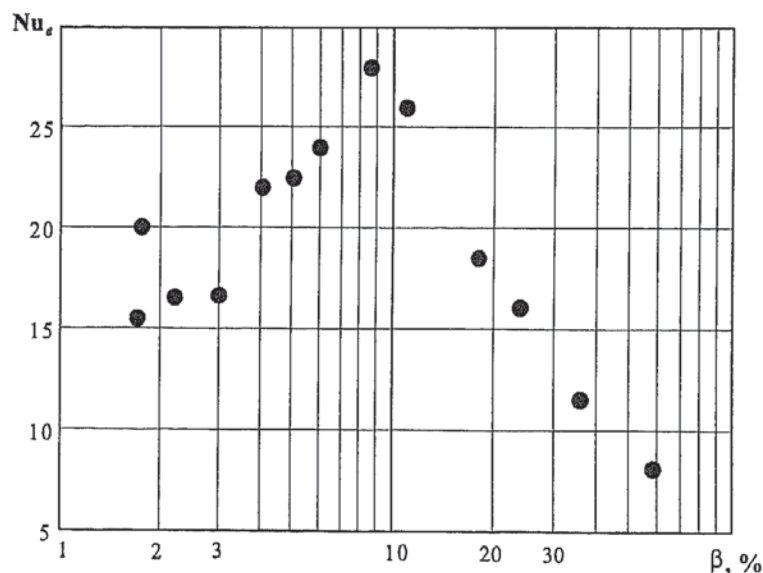


Рис. 5. Зависимость числа  $Nu_v$  от паросодержания  $\beta$

вблизи нее пузырьки пара непрерывно сливаются между собой, образуя большие паровые объемы, которые все больше затрудняют доступ жидкости к теплоотдающей поверхности. В отдельных её областях возникают сухие пятна, их число и плотность непрерывно увеличиваются по мере увеличения  $T_w$  и соответственно  $\Delta T_s$  и  $\beta$ . Эти участки исключаются из теплообмена с жидкой средой, они контактируют с паром, теплоотдача к которому существенно менее интенсивна, чем к воде.

Уменьшение теплоотдачи с ростом плотности теплового потока соответствует переходному режиму кипения, для описания которого нами получена следующая критериальная зависимость:

$$Nu_b = 8,93 \cdot 10^6 \left[ \frac{d_{ш}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_b - \rho_n)}}} \right]^{-0,884} \left[ \frac{r}{C_{\text{экв}} \Delta T_s} \right]^{n_1} Pr_b^{-2,69} \left( \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\lambda_b} \right)^{m_1}, \quad (11)$$

$$\text{где } m_1 = -1,28 \left[ \frac{d_{ш}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_b - \rho_n)}}} \right]^{0,6}, \quad n_1 = -0,579 \cdot Pr_b^{0,3}.$$

### Выводы

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления для регулярных и нерегулярных, монодисперсных шаровых засыпок может быть описан едиными критериальными зависимостями как при течении в них однофазных, так и двухфазных сред.

2. При кипении в засыпке шаровых элементов во всем исследованном диапазоне наблюдается монотонный рост плотности теплового потока с увеличением параметра  $\Delta T_s$ , который несколько замедляется в области больших значений этого параметра.

3. Получены критериальные зависимости, которые удовлетворительно описывают данные по теплоотдаче для областей пузырькового и переходного режимов кипения в шаровой засыпке.

4. Переход от пузырькового режима кипения к переходному происходит при определенных значениях плотности теплового потока и, соответственно, перегревах поверхности шаровых элементов и сопровождается уменьшением коэффициента теплоотдачи.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лозовецкий В. В., Крымасов В. Н. Гидромеханические и тепловые процессы в ядерных реакторах с микротвэльным топливом. — М.: ВИНТИ РАН, 2003. — 326 с.
2. Лозовецкий В. В., Пелевин Ф. В., Крымасов В. Н. Гидродинамика и теплообмен в слое тепловыделяющих элементов / Дисперсные потоки и пористые среды: Тр. 3-ей РНКТ. — М.: МЭИ, 2002. — Т. 5. — С. 254—257.
3. Костиков Л. Е., Лозовецкий В. В. Проектирование тепловыделяющих элементов высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 326 с.