

MCU-РФФИ и MCNP совпадают. Исключением являются сборки с плутонием и водой, где расчет по MCU-РФФИ даст более точное значение.

Следует отметить, что последние версии программы MCU позволяют использовать в расчетах наряду с библиотекой DLC/MCUDAT и константы библиотек программы MCNP, в частности, DLC105/MCNPDAT.

Авторы благодарны Г.Б. Давыдовой и А.В. Краюшкину за помощь и консультации при расчетах стенда РБМК.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований, грант № 96-15-96797 и 97-02-16-891.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аннотация программы MCU-РФФИ. — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика ядерных реакторов, 1995, № 3, см. также Gomin E.A., Maiorov L.V. The MCU-RFFI Monte Carlo code for reactor design applications. — In: Proc. Intern. Conf. on Mathem. and Comput., React. Phys. and Envir. Analyses. April 30 — 4 May 1995, Portland, USA.
2. Briesmeister J. MCNP-A — Monte Carlo N-Particle Transport Code System. LAN Rep. 1 A-12625-M, 1993.
3. Mac Farlain R., Muir D., Boicourt R. NJOY 87.0, 1. ANL, Memo T-2-1-10991, 1987.
4. Абагян Л.П., Глушков А.Е., Гомин Е.А. и др. Программа MCU-3 для расчета методом Монте-Карло нейтронно-физических характеристик ядерных реакторов. Т. 3. Общее описание и алгоритмы. Ч. 1. Физический модуль: Препринт ИАЭ-5736/5, 1994.
5. Whalen D., Cardon D., Uhle J., Hendriecks J. MCNP. Neutron Benchmark Problems. LA-12212, 1991.
6. Wagner J., Sisolak F., Mc Kinney G. MCNP. Criticality Safety Benchmark Problems. LA-12415, 1992.
7. Sitaraman S. MCNP Light Water Reactor Critical Benchmarks. GE Nuclear Energy, NEDO-32028, 1992.
8. Abagyan L.P., Gomin E.A., Yudkevich M.S. Evaluation of constants of isotopes Pu239—Pu242 and their verification conformably to the calculations of thermal reactors. — In: Proc. 1992 Top. Meeting on the Advances in Reactor Physics. March 8—11, Charleston, USA.
9. Абагян Л.П., Алексеев Н.И., Брызгалов В.И. и др. Программа MCU для расчета методом Монте-Карло нейтронно-физических характеристик ядерных реакторов. Верификация: Препринт ИАЭ-5741/5, 1994.
10. Алексеев Н., Беренс Д., Дондерер З. и др. Сравнение результатов критических расчетов по программам MCNP и MCU. Тезисы докладов 9-го семинара по проблемам физики реакторов. МНФИИ, б/о Волга, 4—8 сентября 1995 г., т. 1, с. 241—243.
11. Давыдова Г.Б., Качанов В.М. Эксперименты на критическом стенде РБМК, исходные данные для расчетного моделирования: Препринт ИАЭ-5891/4, 1995.

Поступила в Редакцию 19.09.97

УДК 621.039.553.34

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ПАРОГЕНЕРАТОРЕ В РЕЖИМАХ ЕГО ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Благовеценский А.Я., Леонтьева В.Л., Митрюхин А.Г.

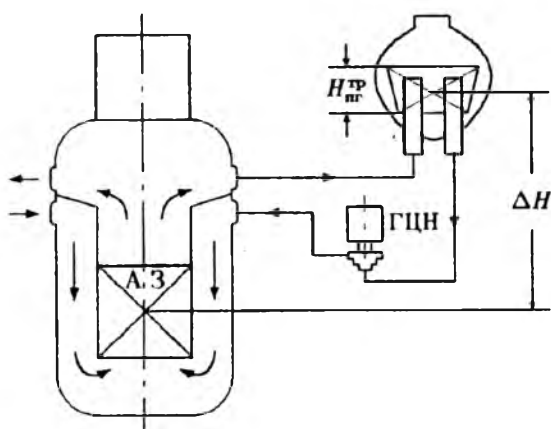
(Санкт-Петербургский государственный технический университет)

Прошедшие несколько десятилетий с момента освоения атомной энергии характеризуются формированием и реализацией концептуальных положений надежности и безопасности реакторных установок. Необходимость снятия остаточного тепловыделения в активной зоне без повреждения твэлов при тяжелых авариях (в частности, при полном обесточивании) обусловила широкий размах исследовательских работ для внедрения режимов естественной циркуляции теплоносителя первого контура и других теплообменивающих сред в ядерную энергетику. На АЭС с ВВЭР обеспечивается расхолаживание в режиме естественной циркуляции теплоносителя при аварийных остановках главных циркуляционных насосов. Однако не все вопросы, касающиеся этих режимов, можно считать решенными. Режимы, базирующиеся на естественной циркуляции теплоносителя, требуют всесторонних исследований теплогидродинамических особенностей, которые могут играть главную роль в практической реализации.

Это относится как к эксплуатируемым АЭС, так и к новым их проектам (например, с ВВЭР-640), в которых естественная циркуляция теплоносителя является основным компонентом надежности и безопасности. На ее базе создаются системы пассивного отвода тепла. Особенностью отечественных проектов АЭС по сравнению с зарубежными является использование горизонтальных парогенераторов. Научный и практический интерес представляет изучение закономерностей распределения расхода теплоносителя по горизонтальным рядам труб парогенераторов в условиях естественной циркуляции теплоносителя. Среди последних исследований следует отметить работу [1]. Однако исследования в основном направлены на изучение теплогидродинамических процессов непосредственно в парогенераторах без учета других факторов, относящихся к общеконтурной циркуляции, и в то же время влияющих на распределение расхода. В настоящей статье рассматривается взаимосвязь этих факторов.

Основные зависимости. Исходя из поставленной задачи, рассмотрим основные факторы, определяющие условия естественной циркуляции теплоносителя в первом контуре.

На рис. 1 схематично представлен первый контур ЯЭУ с ВВЭР и горизонтальными парогенераторами. На нем ΔH — смещение по вертикали середины трубной части



Р и с. 1. Принципиальная схема первого контура реакторной установки с ВВЭР и горизонтальными парогенераторами

определяет расход теплоносителя (G , кг/с), так как $\Delta p_c = f(G)$. Используя линейное приближение изменения ρ от T , а также приняв среднюю удельную массовую теплоемкость теплоносителя $C_p = \text{const}$ и $\Delta p_c \sim G^2$, легко получить [2]

$$Q \sim \Delta T^{3/2}; G \sim Q^{1/2}. \quad (2)$$

Распределение расхода теплоносителя по горизонтальным рядам труб парогенераторов при принудительной и естественной циркуляции имеет принципиальное отличие. Это объясняется влиянием нивелирных напоров во входном (горячем) и выходном (холодном) вертикальном коллекторе парогенераторов на перепад давления между входом и выходом в трубы в зависимости от координаты z в режиме естественной циркуляции [1]. По сравнению с нивелирными напорами гидравлические потери на трение пренебрежимо малы. Также пренебрежимо малы взаимные превращения динамического напора в статический. П-образная форма коллектора позволяет исключить рассмотрение этого фактора в условиях естественной циркуляции теплоносителя.

Воспользуемся условной схемой парогенератора, представленной на рис. 2. Вертикальная координата $z = 0$ соответствует среднему ряду труб. Верхние ряды имеют координату $z > 0$, нижние $z < 0$. При этом $|z| \leq H_{гр}^{\text{тр}}/2$. Перепад давления между входом

парогенератора относительно середины активной зоны, м; $H_{гр}^{\text{тр}}$ — высота трубного пучка горизонтального парогенератора, м. Движущий напор естественной циркуляции с достаточной точностью может быть определен как $p_{\text{дв}} = g \Delta \rho \Delta H$ (Па), где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести; $\Delta \rho = \rho_x - \rho_r$ — изменение плотности теплоносителя в активной зоне (кг/м³) при его подогреве на ΔT (К). В установившемся режиме

$$p_{\text{дв}} = \Delta p_c, \quad (1)$$

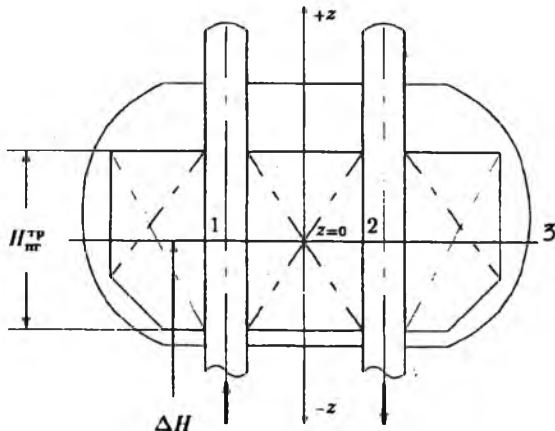
где Δp_c — гидравлическое сопротивление первого контура. Условие (1) опре-

деляет расход теплоносителя (G , кг/с), так как $\Delta p_c = f(G)$. Используя линейное при-

ближение изменения ρ от T , а также приняв среднюю удельную массовую теплоемкость

теплоносителя $C_p = \text{const}$ и $\Delta p_c \sim G^2$, легко получить [2]

и выходом средней трубы $\Delta p_{\tau}^{z=0} = p_1 - p_2$. Тогда перепад давления у труб с координатой z $\Delta p_{\tau}^z = (p_1 - g\rho_x z) - (p_2 - g\rho_x z) = p_1 - p_2 + gz(\rho_x - \rho_r)$. Если обозначить долю гидравлического сопротивления средней трубы парогенератора в общем сопротивлении контура через m , то можно записать $m = \Delta p_{\tau}^{z=0} / \Delta p_c = \Delta p_{\tau}^{z=0} / p_{\text{дв}}$. Отсюда $\Delta p_{\tau}^{z=0} = m p_{\text{дв}}$ или $\Delta p_{\tau}^{z=0} = p_1 - p_2 = mg(\rho_x - \rho_r) \Delta H$ и $\Delta p_{\tau}^z = mg(\rho_x - \rho_r) \Delta H + gz(\rho_x - \rho_r)$. Тогда отношение перепада давления в трубе с координатой z к перепаду давления в трубе среднего ряда составляет



Р и с. 2. Принципиальная схема горизонтального парогенератора: 1, 2 — горячий и холодный коллектор соответственно; 3 — уровень среднего ряда труб парогенератора

$$\frac{\Delta p_{\tau}^z}{\Delta p_{\tau}^{z=0}} = \frac{mg(\rho_x - \rho_r) \Delta H + gz(\rho_x - \rho_r)}{mg(\rho_x - \rho_r) \Delta H} = 1 + \frac{z}{m\Delta H}.$$

Приняв $\Delta p_{\tau}^z \sim (G_{\tau}^z)^2$, где G_{τ}^z — расход теплоносителя в трубе, кг/с, получим гидравлическую неравномерность в трубах парогенератора при естественной циркуляции теплоносителя:

$$\frac{G_{\tau}^z}{G_{\tau}^{z=0}} = \sqrt{1 + \frac{z}{m\Delta H}}. \quad (3)$$

Из уравнения (3) видно, что чем выше располагается труба, тем больше в ней расход теплоносителя (и наоборот). Таким образом, при естественной циркуляции теплоносителя в зависимости от геометрических и гидравлических характеристик элементов контура будет наблюдаться большая или меньшая неравномерность распределения расхода теплоносителя по трубам.

Более того, из уравнения (3) получаем условия

$$1 + \frac{-|z|}{m\Delta H} = 0; |z| = m\Delta H \quad (4)$$

— прекращения циркуляции в трубах, расположенных ниже средней трубы, на $|z|$ и

$$1 + \frac{-|z|}{m\Delta H} < 0; |z| > m\Delta H \quad (5)$$

— опрокидывания циркуляции в трубах, расположенных ниже средней трубы, на больше, чем $|z|$.

Так как $|z|_{\text{max}} = H_{\text{гр}}^{\text{TP}}/2$, получаем условие, при выполнении которого исключается прекращение и опрокидывание циркуляции в нижних трубах горизонтального парогенератора:

$$H_{\text{гр}}^{\text{TP}}/m\Delta H < 2. \quad (6)$$

Условие распределения расхода теплоносителя в трубах парогенератора ПГВ-1000 при естественной циркуляции теплоносителя. Рассмотрим конкретные условия распределения расхода по горизонтальным рядам труб ПГВ-1000 реакторной установки с ВВЭР-1000.

ПГВ-1000 имеет пучок высотой $H_{\text{пг}}^{\text{тр}} = 2,1$ м, состоящий из 11000 труб размером $16 \times 1,5$ средней длиной $l = 11,1$ м, расположенных с шагом $13,8 \times 19$. Внутренний диаметр холодного и горячего коллекторов составляет 0,834 м, внутренний диаметр главных трубопроводов первого контура 0,85 м. В состав реакторной установки входят по четыре парогенератора и ГЦН (т.е. имеются четыре параллельные петли первого контура).

Для анализа используем проектные теплогидравлические характеристики и параметры. Коэффициенты гидравлического сопротивления первого контура и неработающего ГЦН, приведенные к скорости теплоносителя в холодном трубопроводе $d_y = 850$, составляют $\zeta_{\text{конт}} = 16,7$ и $\zeta_{\text{гцн}} = 25,3$. Таким образом, полный приведенный коэффициент гидравлического сопротивления первого контура $\zeta_{\text{полн}} = 42$, парогенератора $\zeta_{\text{пг}} = 3,3$. Исходя из этих данных

$$m = \frac{\zeta_{\text{пг}}}{\zeta_{\text{полн}}} = \frac{3,3}{42} = 0,0785, \quad (7)$$

т.е. в режиме естественной циркуляции теплоносителя доля гидравлического сопротивления парогенераторов в общем сопротивлении контура мала. Для уточнения численного значения m воспользуемся экспериментальными данными о работе установки на естественной циркуляции на мощности 10% номинальной:

Мощность тепловая:

МВт 320

% 10

Давление в первом контуре, МПа 16

Температура и энтальпия теплоносителя на входе в реактор:

°С 280,6

кДж/кг 1235,9

То же на выходе из реактора:

°С 326,7

кДж/кг 1496,1

Расход теплоносителя первого контура G и $G/G_{\text{ном}}$:

т/ч 4427

% 7,2

Плотность теплоносителя на холодной/горячей стороне

первого контура, кг/м³ 754,72/662,25

Движущий напор $p_{\text{дв}} = g(\rho_x - \rho_r)\Delta H$, где $\Delta H = 9,2$ м, Па 8345

Гидравлическое сопротивление контура рассчитывали по формуле $\Delta p_c = \zeta_{\text{полн}} \left((G/4)^2 / 2F_{\text{тр}}^2 \rho_x \right)$. Здесь $G/4 = 4427 \cdot 10^3 / 3600 \cdot 4 = 307,4$ — массовый расход теплоносителя через одну петлю первого контура, кг/с; $F_{\text{тр}} = 0,785 \cdot 0,85^2 = 0,567$ м² — площадь живого сечения холодного трубопровода. Тогда $\Delta p_c = 8193$ Па.

Сравнение полученного гидравлического сопротивления контура и движущего напора (8345 Па) свидетельствует об их удовлетворительной сходимости (погрешность не превышает 2%). Оценка среднего гидравлического сопротивления трубной части парогенератора показывает, что оно составляет

$$\Delta p_{\text{пг}} = \Delta p_c \frac{\zeta_{\text{пг}}}{\zeta_{\text{полн}}} = 8193 \frac{3,3}{42} = 644 \text{ Па.}$$

Близкое значение дает расчет гидравлического сопротивления средней трубы парогенератора при:

средней скорости теплоносителя $\bar{w} = G/4n_{\text{тр}}f_{\text{тр}}\bar{\rho} = 0,297 \text{ м/с}$;

коэффициенте трения $\xi = 0,025$, ($Re = 30400$, абсолютная шероховатость $\bar{\Delta} = 0,01 \text{ мм}$, $d/\bar{\Delta} = 1300$) [3];

коэффициенте местного гидродинамического сопротивления на входе $\xi_{\text{вх}} = 0,4$ и выходе $\xi_{\text{вых}} = 0,6$ [3];

$$\Delta p_{\text{т}}^{z=0} = \left(\xi_{\text{вх}} + \xi \frac{l}{d} + \xi_{\text{вых}} \right) \frac{\bar{w}^2}{2} \bar{\rho} = 699 \text{ Па. Здесь } \bar{\rho} = (\rho_{\text{х}} + \rho_{\text{г}})/2.$$

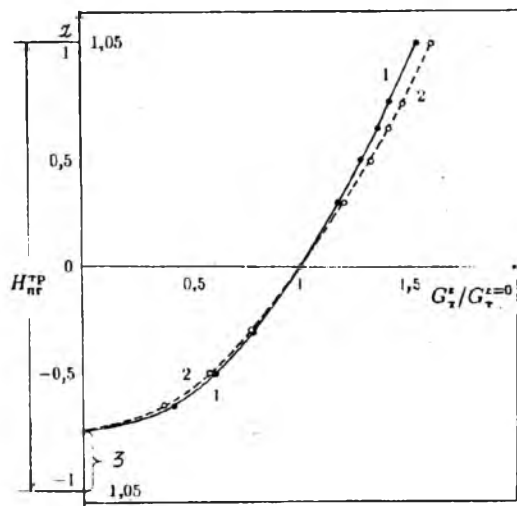
Полученное значение $\Delta p_{\text{т}}^{z=0}$ соответствует перепаду давления между точками входа и выхода труб среднего по высоте ряда (см. рис. 2). Рассмотрение изменения относительного расхода в трубах (приняв за базовый расход в трубах среднего ряда) имеет смысл для выше и ниже расположенных рядов труб в диапазоне $|z| \leq 1,05 \text{ м}$ ($H_{\text{тр}}^{\text{тр}}/2 = 1,05$). Приняв за $\Delta p_{\text{т}}^{z=0} = p_1 - p_2$ значение, равное 699 Па, получаем уточненное $m = \Delta p_{\text{т}}^{z=0}/\rho_{\text{лв}} = 699/8345 = 0,084$, что немного больше, чем при первоначальной оценке (7).

Величина $H_{\text{тр}}^{\text{тр}}/m\Delta H = 2,1/0,084 \cdot 9,2 = 2,72 > 2$, условие (6) не выполняется, и в нижних рядах при $|z| \geq 0,773 \text{ м}$ ($0,084 \cdot 9,2 = 0,773$) будет иметь место прекращение и опрокидывание циркуляции.

Используя уравнение (3), можно получить $G_{\text{т}}^z/G_{\text{т}}^{z=0} = F(z)$. Однако эта зависимость, строго говоря, справедлива для автомодельного по числу Рейнольдса режима течения в трубах парогенераторов. В действительности при малой скорости теплоносителя и соответствующих числах Re , характерных для режима естественной циркуляции теплоносителя, коэффициент трения в трубах различных рядов будет разный. В частности, он может возрастать при уменьшении скорости (и соответственно числа Re) и снижаться в трубах с большой скоростью теплоносителя. В таблице и на рис. 3 для рассматриваемого варианта приводятся результаты расчета относительного расхода теплоносителя в трубах, его скорости и других характеристик, полученных по разным зависимостям. В таблице эти данные приведены в числителе и знаменателе. Их сравнение свидетельствует о незначительных различиях.

Изменение основных характеристик теплоносителя в трубах ПГВ-1000 в зависимости от координаты z в режиме естественной циркуляции теплоносителя при мощности 10% номинальной

$z, \text{ м}$	$G_{\text{т}}^z/G_{\text{т}}^{z=0}$	$w, \text{ м/с}$	$\Delta p_{\text{т}}^z, \text{ Па}$	Re	ξ
1,05	$\frac{1,536}{1,605}$	$\frac{0,456}{0,476}$	1659	46700	$\frac{0,025}{0,023}$
0,773	$\frac{1,41}{1,475}$	$\frac{0,419}{0,438}$	1400	42800	$\frac{0,025}{0,023}$
0,65	$\frac{1,36}{1,41}$	$\frac{0,404}{0,418}$	1289	41300	$\frac{0,025}{0,0232}$
0,5	$\frac{1,283}{1,323}$	$\frac{0,381}{0,393}$	1152	39000	$\frac{0,025}{0,0235}$
0,3	$\frac{1,178}{1,2}$	$\frac{0,349}{0,357}$	971	35800	$\frac{0,025}{0,024}$
0	1	0,297	699	30400	0,025
-0,3	$\frac{0,782}{0,767}$	$\frac{0,232}{0,228}$	427	23800	$\frac{0,025}{0,026}$
-0,5	$\frac{0,594}{0,567}$	$\frac{0,176}{0,168}$	246	18000	$\frac{0,025}{0,0275}$
-0,65	$\frac{0,4}{0,36}$	$\frac{0,119}{0,109}$	109	12000	$\frac{0,025}{0,029}$
-0,773	0	0	0	0	—
-1,05	< 0	< 0	< 0	—	—



Р и с. 3. Результаты расчета $G_T^z/G_T^z=0 = F(z)$ по зависимости (3) (1) и с учетом изменения $\xi = \varphi(\text{Re}, d/\Delta)$ (2); 3 — опрокидывание циркуляции

реальные результаты (определение ряда труб, с которого начинается прекращение и опрокидывание циркуляции) могут незначительно корректироваться также вследствие влияния параметра m .

Закключение. Большая гидравлическая неравномерность параллельно работающих труб парогенератора при естественной циркуляции теплоносителя приводит к снижению эффективности теплопередающей поверхности в режимах аварийного расхолаживания реакторной установки, ограничивает их эксплуатационные возможности, в частности, в направлении использования этого режима на частичных уровнях мощности. Очевидно, что опрокидывание циркуляции в трубах парогенераторов в режиме естественной циркуляции теплоносителя может неблагоприятно влиять на отдельные конструкционные элементы парогенераторов в результате возникающих дополнительных температурных напряжений металла.

Как видно из уравнения (6), возможности улучшения условий распределения расхода теплоносителя по трубам парогенератора на стадии проектирования реакторных установок есть. В частности, они могут быть реализованы как рациональным соотношением «макрогеометрических» характеристик первого контура ΔH и $H_{\text{пр}}^{\text{тр}}$, так и влиянием на соотношение гидравлического сопротивления отдельных участков контура, определяющих численное значение параметра m . При увеличении m и прочих равных условиях характер распределения расхода теплоносителя в трубах горизонтального парогенератора улучшается, таким образом, у разработчика проекта ЯЭУ имеются пути поиска оптимальных решений. Очевидно, что рассмотренные взаимосвязи условий работы парогенератора и общеконтурной естественной циркуляции требуют учета при физическом моделировании распределения расхода в трубном пучке на специальных теплогидравлических стендах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hyvarinen J. Heat transfer characteristics of horizontal steam generators under natural circulation conditions. — Nucl. Engng Design, 1996, v. 166, c. 191—223.
2. Гусев Б.Д., Калинин Р.И., Благовещенский А.Я. Гидродинамические аспекты надежности современных энергетических установок. Л.: Энергоатомиздат, 1989.
3. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990.

Характерно, что изменение мощности в режиме естественной циркуляции теплоносителя не окажет заметного влияния на соотношение расхода в трубах отдельных горизонтальных рядов. Колебания мощности лишь косвенно могут повлиять на условие распределения расхода через параметр m , который из-за отсутствия автономности в трубах парогенератора и других участках контура может немного измениться в результате изменения соотношения гидравлического сопротивления отдельных участков замкнутого контура. Несущественность этого влияния связана также со слабой зависимостью изменения расхода теплоносителя при колебаниях мощности в режиме естественной циркуляции теплоносителя (см. уравнение (2)). При этом условия прекращения и опрокидывания циркуляции (4), (5) сохраняются, а конкретные результаты (определение ряда труб, с которого начинается прекращение и опрокидывание циркуляции) могут незначительно корректироваться также вследствие влияния параметра m .