

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПАРОГЕНЕРАТОРЕ ПРИ ГЛУШЕНИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ

© 2022 г. В. Ю. Волков^{а, *}, Л. А. Голибродо^а, А. А. Крутиков^а, О. В. Кудрявцев^а

^а ОКБ “Гидропресс”, ул. Орджоникидзе, д. 21, г. Подольск, Московская обл., 142103 Россия

*e-mail: volkov_yu@grpress.podolsk.ru

Поступила в редакцию 18.02.2021 г.

После доработки 12.04.2021 г.

Принята к публикации 21.04.2021 г.

Опыт эксплуатации парогенераторов АЭС показал, что основным фактором, определяющим техническое состояние и фактический срок службы парогенератора (ПГ), является состояние теплообменных труб – незаменимых и невосстанавливаемых частей парогенератора. В процессе эксплуатации энергоблоков происходит зарождение и последующий рост коррозионных дефектов теплообменных труб, что может привести к разгерметизации I контура АЭС и поступлению теплоносителя во II контур в режиме работы реакторной установки на мощности. При превышении определенного нормированного значения межконтурной протечки в парогенераторе энергоблок останавливают для проведения внепланового контроля целостности теплообменных труб. Для обеспечения безопасной эксплуатации энергоблока и во избежание внепланового останова реакторной установки теплообменные трубы подвергают неразрушающему контролю, по результатам которого осуществляют глушение дефектных труб. В настоящей статье представлены результаты разработки и валидации теплогидравлической CFD-модели I контура АЭС в парогенераторе ПГВ-1000М с учетом трехмерных эффектов в коллекторах ПГ. Для моделирования теплогидравлических процессов в теплообменных трубах ПГ в коде STAR-CCM+ реализована одномерная методика течения и теплообмена, учитывающая изменения теплогидравлических параметров теплоносителя только по длине труб. Проведены теплогидравлические расчеты парогенератора с глушением части теплообменных труб и анализ влияния места их расположения на теплогидравлические характеристики ПГ при номинальных режимах работы реакторной установки. Получены результаты вариантных расчетов с использованием CFD-модели I контура ПГ при варьировании количества заглушенных теплообменных труб и их расположения. Проанализировано влияние количества заглушенных теплообменных труб и их расположения на гидродинамику и теплообмен в рассматриваемом ПГ.

Ключевые слова: парогенератор, АЭС, реакторная установка, CFD, математическое моделирование, глушение теплообменных труб, гидродинамика, теплообмен

DOI: 10.1134/S0040363622020072

В настоящее время важной задачей ученых и проектировщиков является создание АЭС большой мощности, конкурентоспособной на мировом рынке. Разработка надежного, безотказно работающего парогенератора – одно из главных направлений при решении этой задачи [1, 2].

Парогенератор ПГВ-1000М (рис. 1) реакторной установки с ВВЭР-1000 представляет собой теплообменный аппарат, состоящий из корпуса с помещенным в него горизонтальным трубным пучком, двух вертикально расположенных коллекторов I контура, устройства раздачи питательной воды и парового коллектора. Теплоноситель I контура поступает во входной “горячий” коллектор, протекает по теплообменным трубам, передавая тепло теплоносителю II контура, и удаляется через выходной “холодный” коллектор. Трубный

пучок парогенератора состоит из 11 000 U-образных теплообменных труб одинакового диаметра и разной длины. Теплоноситель II контура через устройство раздачи питательной воды подается в межтрубное пространство теплообменных труб, нагревается и кипит, получая тепло от теплоносителя I контура. В результате во II контуре генерируется насыщенный водяной пар, который удаляется через паровой коллектор [3, 4].

При эксплуатации ПГ вследствие различного уровня и вида загрязнения теплообменной поверхности со стороны II контура может происходить коррозионное растрескивание металла теплообменных труб. По результатам вихретокового контроля производится превентивное глушение теплообменных труб с размерами дефектов, превышающими пороговое значение [5], что позво-

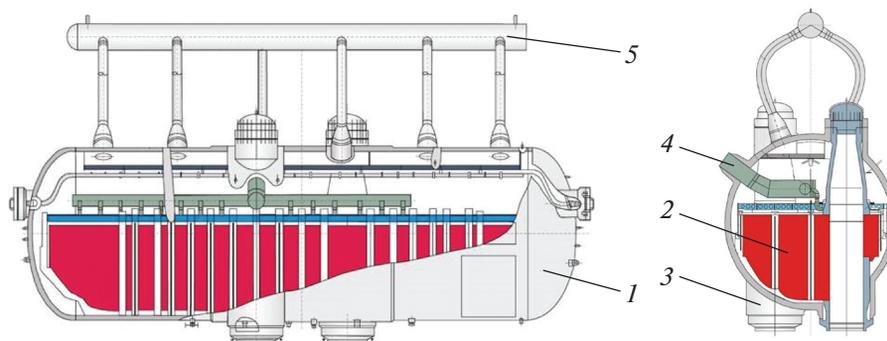


Рис. 1. Парогенератор ПГВ-1000М.

1 – корпус; 2 – трубный пучок; 3 – коллекторы I контура; 4 – устройства раздачи питательной воды; 5 – паровой коллектор

ляет избежать во время эксплуатации возможного раскрытия имеющегося дефекта до сквозного. Согласно технической документации допускается глушение до 2% общего количества теплообменных труб в парогенераторе ПГВ-1000М (220 труб) [6].

При глушении теплообменных труб уменьшается площадь проходного сечения трубного пучка, что вызывает увеличение гидравлического сопротивления ПГ. Также при глушении теплообменных труб сокращается площадь теплообменной поверхности, что ведет к снижению эффективности теплопередачи и повышению температуры теплоносителя на входе в ПГ при поддержании постоянной мощности. Повышение температуры теплоносителя сверх установленных пределов недопустимо, поскольку необходимо обеспечить запас до кризиса теплоотдачи на тепловыделяющих элементах реактора [3, 4].

Сложность теплогидравлических процессов в ПГ обусловлена неравномерностью тепловой нагрузки между теплообменными трубами, вызванной неравномерностью расходов по ним теплоносителя (до $\pm 20\%$) из-за различной длины и формы труб, а также из-за наличия коллекторного эффекта, когда сама конструкция коллекторов влияет на равномерность распределения расхода теплоносителя по теплообменным трубам [7, 8].

Модели теплогидравлических процессов в стационарном режиме работы ПГ позволяют рассчитывать процесс теплопередачи от теплоносителя I контура к теплоносителю II контура с учетом гидравлической разверки расходов по теплообменным трубам различной длины и формы. Для описания гидравлических процессов в П-образной коллекторной системе используются довольно громоздкие уравнения движения потока переменной массы, поэтому моделирование указанных процессов производится с существенными упрощениями [3, 4].

Здесь следует отметить, что в [7, 9] приведена гидродинамическая модель ПГ, которая учитывает одномерные гидравлические эффекты в теплообменных трубах реальной длины, трехмерные гидродинамические эффекты в коллекторах ПГ и позволяет без существенных упрощений моделировать коллекторный эффект в I контуре реакторной установки (РУ).

Цель настоящей работы – определение влияния места расположения заглушенных теплообменных труб на характеристики парогенератора ПГВ-1000М при работе на уровне мощности 104% при глушении как максимально допустимого (2%), так и консервативно завышенного (5%) количества теплообменных труб. Для достижения поставленной цели разработана и валидирована CFD-модель гидродинамики и теплообмена в I контуре РУ, являющаяся дальнейшим развитием гидродинамической CFD-модели, приведенной в [7, 9].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основные теплотехнические характеристики исследуемого парогенератора ПГВ-1000М при работе на уровне 100%-ной мощности приведены далее [3, 4]:

Тепловая мощность ПГ W , МВт	753
Объемный расход теплоносителя	
I контура через ПГ G_V , м ³ /ч	21 500
Давление теплоносителя	
I контура p_1 , МПа	15.7
Температура теплоносителя	
I контура, °С:	
на входе в ПГ t_{in}	321
на выходе из ПГ t_{out}	291
Давление генерируемого пара	
на выходе из ПГ p_{2_vap} , МПа	6.28

Для исследования гидродинамики и теплообмена в I контуре РУ в расчетную область включена проточная часть “горячей” и “холодной” ниток главного циркуляционного трубопровода (ГЦТ), “горячего” и “холодного” коллекторов ПГ и 11 000 соединяющих их теплообменных труб (см. рис. 1). Для стабилизации потока вход в расчетную область и выход из нее находятся на расстоянии 10 гидравлических диаметров от гибов ГЦТ на входе и выходе ПГ.

Для решения задачи в трехмерной постановке с использованием CFD-кодов потребуется расчетная сетка объемом в несколько миллиардов контрольных объемов, что сделает решение этой задачи с помощью численных методов нецелесообразным. Поэтому для моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в ПГ использован подход, изложенный в [7, 9], что позволило сократить количество ячеек расчетной сетки на несколько порядков. В данном подходе течение теплоносителя в ГЦТ и в коллекторах ПГ моделируется в трехмерной, а течение теплоносителя в трубном пучке – в одномерной постановке. Соответственно, также одномерным считается и процесс теплопередачи от теплоносителя I контура к теплоносителю II контура через стенки теплообменных труб. В данном случае одномерность заключается в постоянстве теплогидравлических параметров в поперечном сечении теплообменной трубы и учете изменения этих параметров только в продольном направлении (по длине теплообменных труб). Описанный подход позволяет моделировать каждую теплообменную трубу индивидуально и учитывать все основные эффекты, определяющие характеристики ПГ: коллекторный эффект, гидравлическую разверку расходов теплоносителя из-за различной длины и формы теплообменных труб, изменение тепловой нагрузки по длине теплообменных труб вследствие охлаждения теплоносителя I контура и снижения температурного напора.

Исходными данными в разрабатываемой модели являются: массовый расход теплоносителя через ПГ, определяемый по соотношению $G_M = G_V \rho$ (ρ – плотность теплоносителя); тепловая мощность ПГ W ; давление генерируемого пара на выходе из ПГ p_{2_vap} ; давление теплоносителя I контура в ПГ p_1 .

Целевыми параметрами разрабатываемой модели являются: температура теплоносителя на входе в ПГ t_{in} ; температура теплоносителя на выходе из ПГ t_{out} ; коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) парогенератора, приведенный к средней скорости теплоносителя v в “холодной” нитке ГЦТ $\xi = 2\Delta p / (\rho v^2)$, где Δp – перепад давления по паровому тракту ПГ.

Разрабатываемая модель позволяет также определять локальные гидродинамические осо-

бенности и степень перемешивания теплоносителя в коллекторах парогенератора.

Математическая модель строится при следующих допущениях:

теплоноситель считается сплошной, однофазной, ньютоновской жидкостью;

течение теплоносителя стационарное, турбулентное;

стенки проточной части принимаются гидравлически гладкими поверхностями;

теплофизические свойства теплоносителя (плотность, динамическая вязкость, удельная теплоемкость и теплопроводность) зависят от температуры и не зависят от давления;

давление генерируемого пара на выходе из ПГ считается постоянным; кризис теплообмена во II контуре отсутствует; в трубном пучке не учитывается экономайзерный участок [3, 4];

на внутренней поверхности теплообменных труб отложения отсутствуют, а на наружной поверхности толщина слоя отложений принимается в соответствии с [3, 4].

ОПИСАНИЕ CFD-МОДЕЛИ

В соответствии с поставленной задачей в коде STAR-CCM+ была разработана CFD-модель парогенератора ПГВ-1000М. Основные уравнения математической модели в дифференциальной форме записи [10] имеют следующий вид:

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0;$$

уравнение движения

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i;$$

уравнение энергии

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j h - \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} \right] = u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j},$$

где x_i и x_j – оси декартовой системы координат; u_i, u_j – проекции вектора скорости теплоносителя на оси x_i и x_j ; S_i – источниковый член; h – энтальпия теплоносителя; μ и μ_t – динамическая и турбулентная вязкость теплоносителя.

Давление теплоносителя рассчитывается по формуле

$$p = p_s - \rho_0 g (z - z_0),$$

где p_s – статическое давление; g – проекция вектора ускорения свободного падения на вертикальную ось; z – значение вертикальной координаты центра контрольного объема; ρ_0 – рефе-

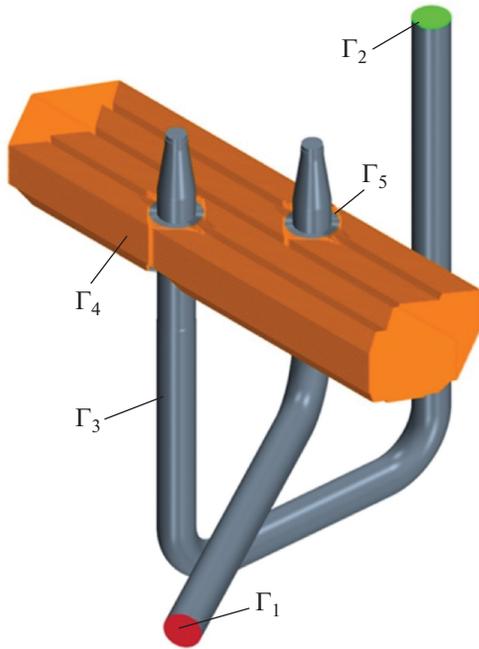


Рис. 2. Расчетная область ПГ.
 $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ – положение граничных условий

ренсная плотность теплоносителя на референсной высоте z_0 .

Тензор касательных напряжений определяется по выражению

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij},$$

где k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций; δ_{ij} – символ Кронекера.

В теплообменных трубах падение давления теплоносителя по их длине обусловлено гидравлическим трением. В соответствии с [11] для труб с наличием поворотов (гибов) вводится поправочный коэффициент, однако даже для минимального радиусагиба около 100 мм поправочный коэффициент в формуле для расчета сопротивления гладких труб составляет примерно 1.02 (около 2%). Учет гидравлического сопротивления на входе и выходе теплообменных труб осуществляется естественным образом путем изменения соответствующих площадей. Тогда коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Филоненко – Альтшуля [11]. Соответственно источник член в уравнении движения для области теплообменных труб вычисляется по формуле

$$S_i = -\xi \frac{\rho v}{2d_1} u_i = -\frac{1}{(1.8 \lg \text{Re} - 1.64)^2} \frac{\rho v}{2d_1} u_i = -\frac{1}{[1.8 \lg(\rho v d_1 / \mu) - 1.64]^2} \frac{\rho v}{2d_1} u_i,$$

где d_1 – внутренний диаметр теплообменной трубы.

Для замыкания системы дифференциальных уравнений записываются граничные условия. Поверхности $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4$ и Γ_5 , на которых заданы граничные условия, изображены на рис. 2.

На поверхности Γ_1 (сечение “горячей” нитки ГЦТ) заданы скорость теплоносителя для уравнений движения и температура теплоносителя для уравнения энергии, т.е.

$$u_n = G_M / (\rho S); \quad t = t(h_{in}); \quad h_{in} = W / G_M - h_{out},$$

где u_n – скорость теплоносителя на входе в расчетную область, м/с; S – площадь поперечного сечения горячей нитки ГЦТ; h_{in} и h_{out} – энтальпия теплоносителя на входе в расчетную область и выходе из нее.

На поверхности Γ_2 (сечение “холодной” нитки ГЦТ) задано давление теплоносителя для уравнений движения

$$p = p_1.$$

На поверхности Γ_3 (стенки ГЦТ и коллекторов ПГ) заданы условие прилипания для уравнений движения и адиабатическое условие теплообмена для уравнения энергии

$$u_i = 0; \quad q_s = 0,$$

где q_s – плотность теплового потока.

На поверхности Γ_4 (стенки теплообменных труб) задано условие скольжения для уравнений движения и плотность теплового потока для уравнения энергии

$$\tau_{ij} = 0; \quad u_n = 0; \quad q'_s = \frac{k_L \pi (t_1 - t_2) L}{S'}, \quad (1)$$

где q'_s – линейная плотность теплового потока; k_L – коэффициент теплопередачи от теплоносителя I контура к теплоносителю II контура через стенку теплообменной трубы ПГ с учетом слоя отложений на ее внешней поверхности; S' – площадь поверхности теплообмена труб; t_1 – температура теплоносителя I контура в сечении теплообменной трубы; t_2 – температура на линии насыщения при давлении теплоносителя II контура; L – длина теплообменной трубы.

На поверхности Γ_5 (стенки теплообменных труб в месте их заделки в коллекторы ПГ) заданы условие скольжения для уравнений движения и адиабатическое условие теплообмена для уравнения энергии

$$\tau_{ij} = 0; \quad u_n = 0; \quad q_s = 0.$$

Коэффициент теплопередачи k_L рассчитывается по формуле

$$k_L = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda_{s1}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{2\lambda_{s2}} \ln \frac{d_2 + 2\delta}{d_2} + \frac{d_1}{\alpha_2 (d_2 + 2\delta)} \right]^{-1},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя I контура к внутренней стенке трубы ПГ; α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы ПГ к теплоносителю II контура; d_2 – наружный диаметр теплообменной трубы ПГ; δ – толщина отложений на наружной поверхности теплообменной трубы ПГ¹; λ_{s1} и λ_{s2} – коэффициенты теплопроводности материала теплообменных труб ПГ и отложений.

Для определения коэффициента теплоотдачи α_1 от теплоносителя I контура к внутренней поверхности теплообменной трубы используется критериальная зависимость, описывающая теплоотдачу при турбулентном режиме течения в трубах [3, 4]:

$$\alpha_1 = \text{Nu} \lambda / d_1 = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \lambda / d_1 = 0.023 (\rho v d_1 / \mu)^{0.8} (\mu c_p / \lambda)^{0.4} \lambda / d_1,$$

где Nu – число Нуссельта; $\text{Re} = \rho v d_1 / \mu$ – число Рейнольдса; $\text{Pr} = \mu c_p / \lambda$ – число Прандтля теплоносителя I контура; c_p, λ – удельная теплоемкость и теплопроводность теплоносителя I контура при средней по сечению температуре теплообменной трубы t_1 .

Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от наружной поверхности теплообменной трубы к теплоносителю II контура используется критериальная зависимость, описывающая теплоотдачу при развитом кипении [3, 4]:

$$\alpha_2 = 4.36 q_s^{0.7} \left(p_2^{0.14} + 1.37 \times 10^{-2} p_2^2 \right),$$

где p_2 – давление теплоносителя во II контуре, МПа, которое можно вычислить по формуле

$$p_2 = p_{2_vap} + \Delta p.$$

Если применять для пучка труб одномерную методику расчета течения и теплообмена, учитывая изменение теплогидравлических параметров только по длине трубы, то исчезает необходимость в учете формы ее поперечного сечения. Поэтому для сокращения размерности расчетной сетки теплообменные трубы круглого сечения с внутренним диаметром d_1 представлены эквивалентными теплообменными трубами квадратного

сечения со стороной a . Условием эквивалентности является сохранение площади поперечного сечения трубы, а следовательно, расхода и средней скорости в ней теплоносителя. Сторона эквивалентной трубы квадратного сечения равна

$$a = \frac{d_1 \sqrt{\pi}}{2}.$$

При такой замене связь между плотностью теплового потока с поверхности эквивалентной трубы q'_s в (1) и плотностью теплового потока с поверхности реальной трубы q_s , входящей в (2), рассчитывается по зависимости

$$q'_s / q_s = (d_2 + 2\delta) / 2d_1 \sqrt{\pi}.$$

Начальные условия: давление и температура теплоносителя в расчетной области постоянные и равны $p = p_1$ и $t = t_{out}$, скорость теплоносителя в расчетной области равна нулю, т.е. $v = 0$.

Теплофизические свойства теплоносителя определяются в соответствии с IAPWS-97 [12] при $p = p_1$.

Для расчета турбулентной вязкости и кинетической энергии турбулентных пульсаций применяются две двухпараметрические модели турбулентности k – ϵ Realizable и k – ω SST [10], в которых используются пристеночные функции. На входе в расчетную область задаются турбулентные характеристики потока для развитого режима турбулентности. В области пучка модели турбулентности отключены, реализация модели движения в теплообменных трубах выполнена с помощью источниковых членов в уравнениях движения и энергии.

РАСЧЕТНАЯ СЕТКА

В результате анализа формы проточного тракта I контура было установлено, что общая длина теплообменных труб внутренним диаметром 13 мм превышает 130 км. Геометрические характеристики каждой теплообменной трубы представляют собой набор из 10–15 параметров, количество которых зависит от места ее расположения в трубном пучке и числа в ней гибов.

Для сеточного пространственного разбиения объекта с отличающимися линейными размерами в 10 млн раз предложено использовать гексаэдрические контрольные объемы, допускающие аспектное соотношение граней ячеек 1 : 10 без потери точности аппроксимации уравнений математической модели. Для построения расчетной сетки 11 000 однотипных объектов предложено использовать код STAR-CD, позволяющий автоматизировать процедуру построения расчетной сетки с помощью управляющих скриптов. Также с их помощью автоматизирована процедура ис-

¹ В данном исследовании отложения на наружной поверхности теплообменной трубы ПГ не учитывались.

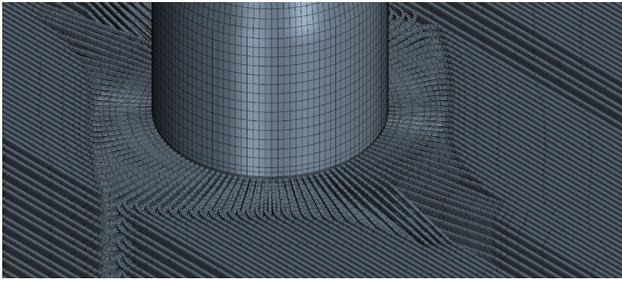


Рис. 3. Фрагмент сеточной модели расчетной области

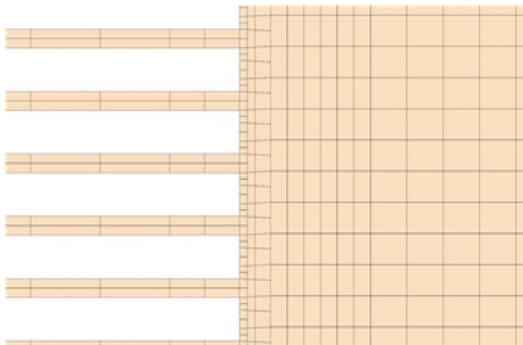


Рис. 4. Сечение расчетной сетки в области заделки теплообменной трубы в коллектор

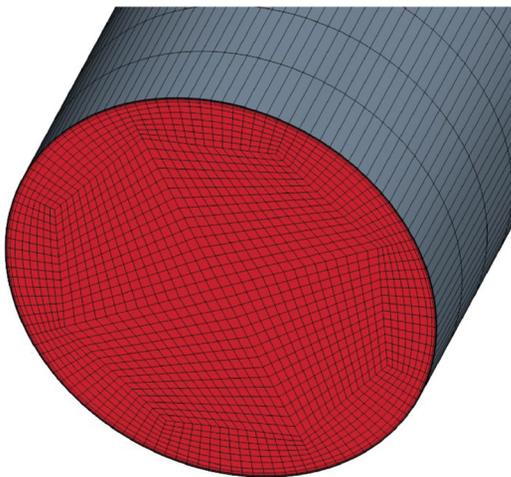


Рис. 5. Сечение расчетной сетки в области ГЦТ

ключения из расчетной области заглушенных теплообменных труб.

Расчетная сетка проточной части ГЦТ и коллекторов I контура в ПГ имеет блочную топологию и также состоит из гексаэдрических контрольных объемов. Проведено локальное сгущение сетки в областях наибольших градиентов расчетных величин (например, гибов в подводящем и отводящем трубопроводах, области перехода от коллектора к теплообменным трубам и т.д.).

Фрагмент сеточной модели расчетной области представлен на рис. 3, из которого видно, что расположение теплообменных труб, заделанных в коллектор, в пространстве соответствует конструкции ПГ. Сечение расчетной сетки в области пучка теплообменных труб и его соединения с коллектором показаны на рис. 4. Теплообменные трубы моделируются квадратными каналами с четырьмя контрольными объемами в сечении. Столь грубая дискретизация области теплообменных труб выбрана в целях экономии вычислительных ресурсов, однако позволяет корректно моделировать течение и теплообмен только с применением одномерной методики расчета. На рис. 5 изображено сечение расчетной сетки в области ГЦТ. Общее количество ячеек расчетной модели составило 7 млн контрольных объемов. Характерное время счета зависит от используемых процессоров и количества вычислительных ядер и составляет примерно 700 ядро-часов.

ВАЛИДАЦИЯ CFD-МОДЕЛИ

Для рассматриваемых целевых параметров проведена валидация CFD-модели, разработанной в коде STAR-CCM+ (с использованием кода STAR-CD для построения сеточной модели) на аналитических данных и результатах расчетов, полученных с помощью аттестованных программных средств СОКРАТ (ИБРАЭ РАН) [8] и ПГВ-2.1 (ОКБ “Гидропресс”) [3], применяемых для обоснования безопасности АЭС с ВВЭР.

В работе [7] сделано заключение об адекватности одномерной методики расчета течения теплоносителя в теплообменных трубах, реализованной в коде STAR-CD с применением модели пористого тела. Для теплообменных труб характерных типоразмеров отклонение аналитического значения скорости теплоносителя, полученного при заданном перепаде давления, от рассчитанного с использованием модели пористого тела не превышает 0.8%. Аналогичные результаты получены при реализации одномерной методики в коде STAR-CCM+.

Авторами [8] выполнено сопоставление полей скоростей теплоносителя в пучке теплообменных труб с учетом коллекторного эффекта, рассчитанных в кодах STAR-CD и СОКРАТ. Сделан вывод о хорошем согласии полученных данных несмотря на различие в двух моделях степеней дискретизации теплообменных труб и коллекторов. Аналогичные результаты получены при реализации одномерной методики в коде STAR-CCM+.

В целях подтверждения применимости одномерной методики расчета течения и теплообмена теплоносителя в трубном пучке, реализованной в коде STAR-CCM+, проведено сопоставление результатов расчета, выполненного в

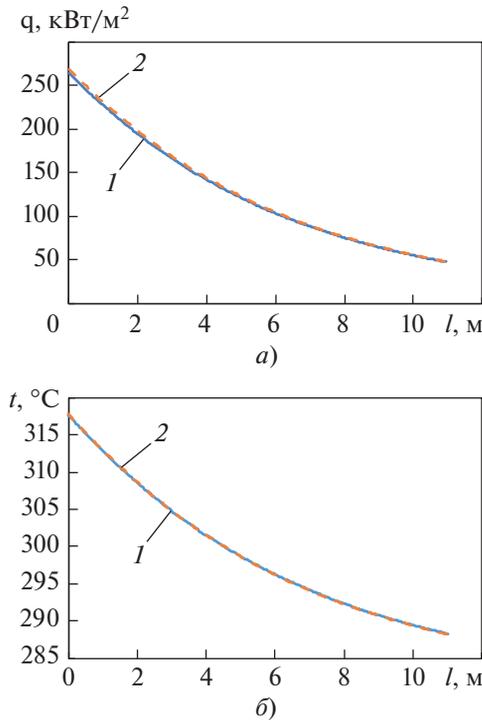


Рис. 6. Изменение плотности теплового потока q на внешней поверхности теплообменной трубы (а) и температуры теплоносителя I контура t (б) по ее длине. Код: 1 – STAR-CCM+; 2 – ПГВ-2.1

кодах STAR-CCM+ и ПГВ-2.1. Для теплообменных труб характерных типоразмеров максимальное отклонение параметров, характеризующих теплообмен между теплоносителями I и II контуров, не превышает 1.5%. На рис. 6 в качестве примера для теплообменной трубы одного из типоразмеров показаны изменение плотности теплового потока q на внешней поверхности теплообменной трубы и изменение температуры теплоносителя I контура t по длине теплообменной трубы l .

Для дополнительной проверки адекватности разработанной модели ПГ проведено сопоставление целевых параметров расчета, полученных

в кодах STAR-CCM+ и ПГВ-2.1, для номинальных характеристик парогенератора без глушения труб и без учета отложений. В табл. 1 представлены значения температур теплоносителя I контура на входе в ПГ и на выходе из него, а также коэффициенты гидравлического сопротивления, приведенные к условиям на выходе из парогенератора. Из данных, представленных в этой таблице, следует, что отклонение КГС (нормированное на значение КГС, полученное в коде ПГВ-2.1) не превышает 2.85%, а отклонения температур и подогрева теплоносителя (нормированные на подогрев теплоносителя, полученный в коде ПГВ-2.1) не превышают 1.79 и 0.43% соответственно.

Следует отметить, что в кодах СОКРАТ и ПГВ-2.1 гидравлические процессы в П-образной коллекторной системе моделируются с существенными упрощениями, чем могут быть обусловлены полученные в результате валидационных исследований отклонения.

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исходные данные для расчетных исследований на мощности 104% при отсутствии отложений на наружной поверхности теплообменных труб выбраны с учетом ранее приведенных теплотехнических характеристик парогенератора ПГВ-1000М.

При выборе места расположения заглушенных труб для вариантных расчетов учитывались как опыт эксплуатации парогенераторов ВВЭР, так и распределение расхода теплоносителя по трубному пучку при отсутствии заглушенных теплообменных труб. На рис. 7 представлено распределение массового расхода теплоносителя, нормированного на среднее значение, по сечению трубного пучка между коллекторами. Как видно из этого рисунка, максимальный расход теплоносителя наблюдается в нижних рядах в коротких теплообменных трубах, а минимальный расход – в верхних рядах в длинных теплообменных трубах. Изменение расхода теплоносителя по высоте

Таблица 1. Результаты расчета параметров парогенератора в кодах ПГВ-2.1 и STAR-CCM+

Параметр	ПГВ-2.1	STAR-CCM+	Абсолютное отклонение	Относительное отклонение, %
Температура теплоносителя, °С:				
на входе в ПГ	318.10	318.63	0.53	1.79
на выходе из ПГ	288.47	288.87	0.40	1.35
Изменение температуры теплоносителя в ПГ, °С	29.63	29.76	0.13	0.44
Коэффициент гидравлического сопротивления, приведенный к условиям на выходе из ПГ	3.16	3.25	0.09	2.85

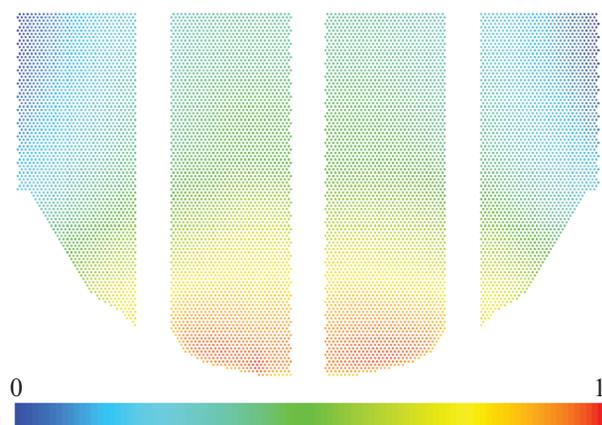


Рис. 7. Массовый расход теплоносителя в сечении трубного пучка между коллекторами

трубного пучка объясняется наличием коллекторного эффекта. Изменение расхода теплоносителя по ширине трубного пучка обусловлено зависимостью гидравлического сопротивления труб от их длины.

Расположение заглушенных теплообменных труб показано на рис. 8, для большей наглядности представлены варианты для 5%-го глушения теплообменных труб.

Выбранные варианты глушения теплообменных труб ПГ условно можно разделить на три группы, а именно трубы:

с наибольшей площадью теплообменной поверхности (варианты 1 и 2);

в нижних рядах трубного пучка (варианты 3 и 4);

с наименьшей площадью теплообменной поверхности (варианты 5 и 6).

При этом следует отметить, что в варианте 2 заглушены трубы с минимальным, а в варианте 6 — с максимальным расходом теплоносителя. Варианты 3, 4 и 5 выбраны в соответствии с опытом эксплуатации, согласно которому глушению, в основном, подлежат трубы, расположенные в нижних рядах теплообменного пучка.

Рассмотренные варианты глушения труб располагаются по возрастанию площади теплообменной поверхности (варианту 1 соответствует минимальная, варианту 6 — максимальная площадь поверхности). Характеристики ПГ для разного количества заглушенных труб приведены в табл. 2. Как видно из этой таблицы, при глушении 2% теплообменных труб площадь проходного сечения пучка труб тоже снижается на 2%, а площадь теплообменной поверхности уменьшается на 1.8–2.7% (диапазон значений обусловлен разными вариантами глушения труб). Аналогичная

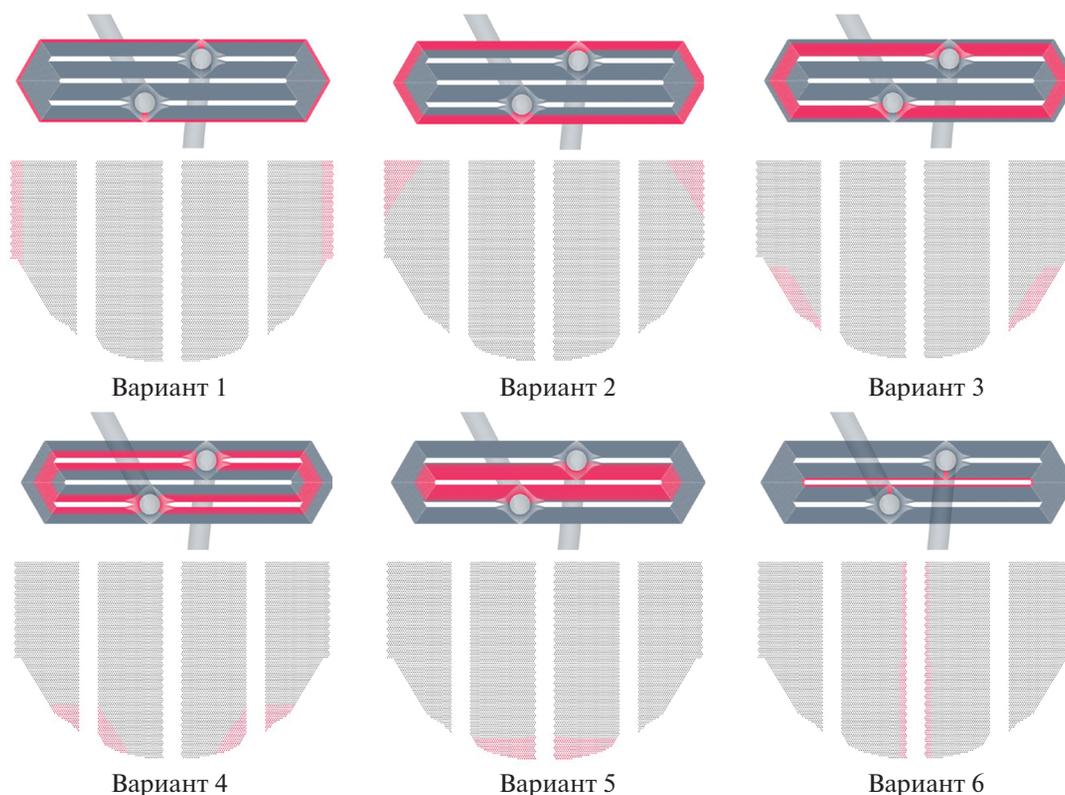


Рис. 8. Варианты расположения заглушенных теплообменных труб

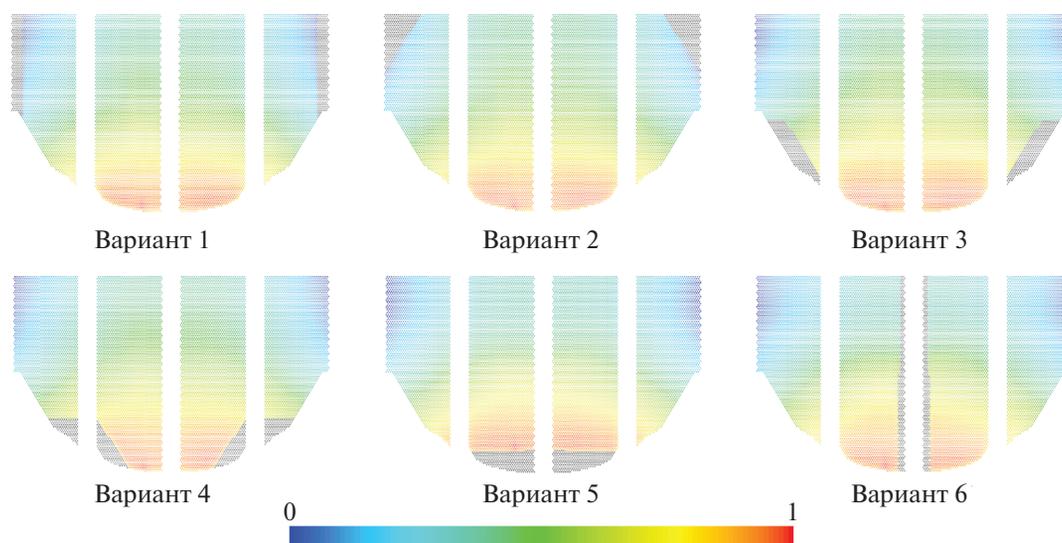


Рис. 9. Массовый расход теплоносителя в сечении трубного пучка между коллекторами

зависимость наблюдается при глушении 5% теплообменных труб, только площадь теплообменной поверхности снижается более существенно: на 4.4–6.6% в зависимости от варианта глушения.

Результаты расчета отклонения от базовых значений наиболее важных параметров ПГ для 2 и 5% заглушенных труб приведены в табл. 3. В качестве базового был выбран вариант 5 как вариант с наибольшей площадью теплообмена и заглушенными трубами с максимальным расходом теплоносителя. Также в табл. 3 приведены абсолютные отклонения температуры от варианта 5 глушения труб на входе в ПГ и выходе из него.

Сопоставление расчетных характеристик ПГ для различных вариантов глушения труб показало, что:

абсолютное отклонение температуры теплоносителя в ПГ в разных вариантах глушения труб не превышает 0.094 и 0.213°C для 2 и 5% заглушенных труб соответственно;

относительное отклонение КГС ПГ в разных вариантах глушения труб не превышает 1.52 и 4.47% для 2 и 5% заглушенных труб соответственно.

Таким образом, из проведенного исследования следует, что для 2% заглушенных труб их расположение в ПГ практически не влияет на его характеристики, отклонения характеристик находятся в пределах погрешности расчетов и измерений. Для вариантов с 5% заглушенных труб наблюдается небольшая зависимость (в пределах 4.5%) КГС ПГ от расположения заглушенных труб. С учетом того что КГС ПГ составляет около 20% сопротивления петли РУ, такое влияние для самого неблагоприятного (консервативного) случая завышенного количества заглушенных труб (5%) на сопротивление петли РУ не превышает 1%. При этом максимальная зависимость температуры теплоносителя в ПГ от варианта глушения труб составляет не более 0.2°C, что соответствует точности измерения температуры теплоносителя в ГЦТ.

Для дальнейших исследований можно рекомендовать рассматривать два крайних варианта глушения труб:

с максимальной длиной (вариант 1) для получения наибольших температур в ПГ (КГС ПГ при этом будет иметь минимальные значения);

Таблица 2. Характеристики ПГ при заглушенных теплообменных трубах

Характеристика	Количество заглушенных труб, %		
	0	2	5
Количество действующих труб, шт.	11000	10780	10450
Площадь проходного сечения труб, отнесенная к проектному значению, %	100	98.0	95.0
Площадь поверхности теплообмена, отнесенная к проектному значению, %	100	97.3–98.2	93.4–95.6

Таблица 3. Результаты CFD-расчетов парогенератора при 2% (в числителе) и 5% (в знаменателе) заглушенных теплообменных труб

Параметр	Номер варианта глушения					
	1	2	3	4	5	6
Относительное отклонение площади поверхности теплообмена	-0.95/-2.25	-0.86/-1.99	-0.55/-1.17	-0.20/-0.49	0/0	0.01/0.08
Абсолютное отклонение температуры, °С:						
на входе в ПГ	0.086/0.196	0.080/0.178	0.077/0.155	0.034/0.062	0/0	0.034/0.008
на выходе из ПГ	0.094/0.213	0.087/0.194	0.084/0.168	0.038/0.068	0/0	0.005/0.007
Относительное отклонение КГС ПГ	-1.52/-4.47	-1.43/-4.22	-1.58/-4.05	-1.10/-3.55	0/0	-1.37/-1.26

с максимальным расходом теплоносителя (вариант 5) для получения максимального КГС ПГ (температуры теплоносителя в ПГ при этом будут иметь наименьшие значения).

При учете образования отложений на наружной поверхности теплообменных труб и снижения расхода теплоносителя I контура из-за увеличения сопротивления ПГ при глушении труб полученные данные по температурам теплоносителя несколько изменятся. Потребуется дополнительное совместное изучение места глушения теплообменных труб и роста отложений на их наружной поверхности.

ВЫВОДЫ

1. Валидация разработанной CFD-модели на аналитических данных и результатах расчетов, полученных с применением аттестованных программных средств СОКРАТ (ИБРАЭ РАН) и ПГВ-2.1 (ОКБ “Гидропресс”), показала их хорошее качественное и количественное совпадение как для единичной теплообменной трубы, так и для всего парогенератора.

2. Проведены варианты расчетов ПГ на мощности 104%. При глушении труб с максимальной длиной наблюдаются наибольшие температуры и минимальный КГС ПГ. При глушении труб с максимальным расходом теплоносителя получены наибольшие значения КГС и наименьшие температуры теплоносителя в ПГ.

3. Результаты расчетных исследований с глушением 2% труб показали, что расположение заглушенных труб практически не влияет на теплогидравлические характеристики парогенератора: отклонения находятся в пределах погрешности методов расчетов и измерений. Для вариантов с 5% заглушенных труб наблюдается небольшая зависимость (в пределах 4.5%) КГС ПГ от места расположения заглушенных труб. При этом мак-

симальная зависимость температуры теплоносителя I контура в ПГ от варианта глушения труб не превышает 0.2°С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Актуальные** проблемы управления сроком службы трубных пучков ПГ АЭС с ВВЭР / Н.Б. Трунов, В.С. Попадчук, С.Е. Давиденко, Р.Ю. Жуков // Теплоэнергетика. 2010. № 5. С. 2–8.
2. **Разномасштабные** задачи тепломассообмена в атомной энергетике / В.Ю. Волков, Л.А. Голибродо, А.А. Крутиков, О.В. Кудрявцев, Ю.Н. Надинский, А.Т. Нечаев, А.П. Скибин // Вестник ЮУрГУ. Сер. Вычислительная математика и информатика. 2017. Т. 6. № 4. С. 60–73. <https://doi.org/10.14529/cmse170405>
3. **Трунов Н.Б., Логвинов С.А., Драгунов Ю.Г.** Гидродинамические и теплохимические процессы в парогенераторах АЭС с ВВЭР. М.: Энергоатомиздат, 2001.
4. **Парогенераторы** реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций / Б.И. Лукасевич, Н.Б. Трунов, Ю.Г. Драгунов, С.Е. Давиденко. М.: ИКЦ “Академкнига”, 2004.
5. **Тесленко М.В.** Трехмерное представление дефектов теплообменных труб в парогенераторах // ВАНТ. Сер. Обеспечение безопасности АЭС. 2012. Вып. 31. С. 62–71. [ОКБ “Гидропресс”, Подольск.]
6. **РД ЭО 1.1.2.16.0157-2009.** Нормы дефектов (критерии глушения) теплообменных труб парогенераторов реакторных установок АЭС с ВВЭР. ОАО “Концерн Энергоатом”, 2009.
7. **Development** of a 3D model of tube bundle of VVER reactor steam generator / V.F. Strizhov, M.A. Bykov, A.Ye. Kiselev, A.V. Shishov, A.A. Krutikov, D.A. Posyasaev, D.A. Mustafina // Proc. of the Workshop on Experiments and CFD Codes Application to Nuclear Reactor Safety (XCFD4NRS). Grenoble, France, 10–12 Sept. 2008.
8. **Dolganov K.S., Shishov A.V.** Cross-verification of one- and three-dimensional models for VVER steam gener-

- ator // Proc. of the Workshop on Experiments and CFD Codes Application to Nuclear Reactor Safety (XCFD4NRS). Grenoble, France, 10–12 Sept. 2008.
9. **Расчет** гидродинамики конструкции проточной части первого контура парогенератора ПГВ-1500 с использованием CFD-кодов / Д.А. Посысаев, О.В. Кудрявцев, А.П. Скибин, А.В. Шишов, М.А. Быков, Н.Б. Трунов // Труды 7-го Междунар. семинара по горизонтальным парогенераторам. Подольск, ОКБ “Гидропресс”, 3–5 октября 2006 г.
 10. **USER GUIDE STAR-CCM+**, Version 13.04. SIEMENS PLM Software, 2018.
 11. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М.: Рипол Классик, 2013.
 12. **Fernandez-Prini R., Dooley R.B.** The International Association for the properties of water and steam // Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Erlangen, Germany, 1997.

Modeling of Thermohydraulic Processes in a Steam Generator with Several Plugged Heat-Transfer Tubes

V. Yu. Volkov^{a,*}, L. A. Goliborodo^a, A. A. Krutikov^a, and O. V. Kudryavtsev^a

^a ОКБ Гидропресс, Podolsk, 142103 Russia

*e-mail: volkov_yu@grpress.podolsk.ru

Abstract—Experience with the operation of nuclear power plant (NPP) steam generators (SGs) has shown that the main factor determining the technical condition and actual service life of a steam generator (SG) is the condition of the heat-transfer tubes, which belong to the parts of a steam generator that cannot be replaced or restored. Corrosion defects in heat-transfer tubes initiate and grow during operation of power units. This can lead to depressurization of the primary circuit of the nuclear power plant and primary-to-secondary leakage during on-load operation of the reactor unit. When this leakage in the steam generator exceeds a certain standard value, the power unit is shut down for unscheduled inspection of heat-transfer tubes for integrity. To ensure safe operation of the power unit and to avoid unscheduled shutdown of the reactor unit, the heat-transfer tubes are subjected to nondestructive examination, the results of which are used to plug faulty tubes. This paper presents the results of the development and validation of the thermohydraulic CFD model of the NPP primary circuit in the PGV-1000M steam generator, taking into account the three-dimensional effects in the steam generator headers. To simulate the thermohydraulic processes in heat-transfer tubes of a steam generator heat-transfer tubes in the STAR-CCM+ code, a one-dimensional flow and heat-transfer model describing changes in the thermohydraulic parameters of the coolant only along the length of the tubes is implemented in the STAR-CCM+ code. Thermohydraulic calculations of a steam generator with several plugged heat-transfer tubes and the analysis of the effect of their location on the thermohydraulic characteristics of the steam generator under rated operating conditions of the reactor unit have been performed. The results of optional calculations were obtained using the CFD model of the primary SG circuit when varying the number of plugged heat-transfer tubes and their location. The effect of the number of plugged tubes and their location on hydrodynamics and heat transfer in the considered SG has been analyzed.

Keywords: steam generator, nuclear power plant (NPP), CFD, mathematical modeling, heat-transfer tube plugging, hydrodynamics, heat transfer