

УДК 621.039

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ СИСТЕМ СУДОВЫХ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ИНТЕГРАЛЬНОГО ТИПА<sup>1</sup>

© 2023 г. О. В. Митрофанова, А. В. Федоринов\*

Национальный исследовательский ядерный университет “МИФИ”, Москва, Россия

\*E-mail: andrejfedorinov@yandex.ru

Поступила в редакцию 15.01.2023 г.

После доработки 13.03.2023 г.

Принята к публикации 11.05.2023 г.

В работе продемонстрирована возможность теоретического моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в сложных каналах парогенераторов судовых ядерных энергетических установок интегрального типа. Приведена схема и кратко изложен принцип работы ядерного реактора и кассеты парогенератора. Построена сеточная модель прототипа теплообменного канала с двусторонним обогревом для выполнения теплогидравлических расчетов в программном комплексе ANSYS CFX, а также проведена верификация расчетной схемы на примере сравнения полученных результатов с экспериментальными данными.

DOI: 10.31857/S0040364423040117

### ВВЕДЕНИЕ

Одной из отечественных разработок последних лет в сфере судовых ядерных энергетических установок (ЯЭУ) является двухреакторная установка РИТМ-200 с интегральной компоновкой, схема которой представлена на рис. 1. Новый ядерный реактор обладает большей мощностью, чем его предшественник КЛТ-40(М) блочного типа, входящий в состав ЯЭУ современных ледоколов. За счет перехода на интегрированную компоновку РИТМ-200 стал легче и компактнее. Преимущественно это было достигнуто за счет исполнения активной зоны и парогенераторов в едином корпусе. Такое конструктивное решение позволило значительно сократить количество корпусных конструкций, сварных соединений и длину трубопроводов. Габаритные размеры и массогабаритные характеристики паропроизводящей установки уменьшились, а ресурсные показатели улучшились.

Помимо вышедших в эксплуатацию ЯЭУ РИТМ-200, которые функционируют на атомном ледоколе “Арктика”, а в скором времени будут работать и на атомном ледоколе “Сибирь”, ведутся разработки серии интегральных установок для атомного ледокола “Лидер”, плавучей атомной электростанции и атомной станции малой мощности. Этот факт говорит о явном направлении

вектора развития транспортной ядерной энергетики России в сторону ЯЭУ интегрального типа.

В целях совершенствования современных судовых ЯЭУ, неотъемлемой частью которых являются парогенерирующие системы, все актуальнее становится вопрос об оптимизации характеристик надежности и безопасности таких систем и улучшения технико-экономических показателей. Возможной причиной этого являются недостаточные знания в области теплогидравлических процессов, протекающих в каналах сложной геометрии. Акцент настоящей работы поставлен на разработку методики расчетной схемы моделирования гид-

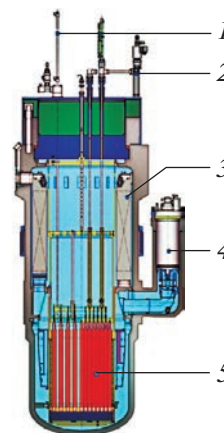


Рис. 1. ЯЭУ РИТМ-200: схема ядерного реактора.

<sup>1</sup> По материалам Восьмой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-8). Москва. 17–22 октября 2022 г.

родинамики и теплообмена для решения практических задач.

### ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ СУДОВЫХ ЯЭУ

Атомный ледокол “Арктика” содержит в своем составе две ЯЭУ интегрального типа РИТМ-200. Схема ядерного реактора приведена на рис. 1.

Реакторная установка РИТМ-200 (рис. 1) представляет собой комплекс систем и оборудования, включающий в себя ядерный реактор и непосредственно связанные с ним компоненты, необходимые для нормальной эксплуатации и обеспечения безопасности установки, в процессе работы которых выполняется преобразование ядерной энергии в тепловую. Теплоноситель первого контура, проходя через активную зону 5, нагревается до заданных параметров и затем поступает сверху вниз в двенадцать кассет парогенератора 3, расположенных по периферии корпуса реактора над активной зоной. Отдавая свою энергию рабочему телу второго контура, теплоноситель поступает во всасывающую область четырех циркуляционных насосов первого контура 4 и затем возвращается на вход активной зоны, завершая цикл движения. Для быстрого перевода активной зоны реактора в подкритическое состояние, а также для компенсации избыточной реактивности и регулирования мощности реактора используются группы поглощающих стержней аварийной защиты 1 и стержни-поглотители системы компенсации реактивности 2 соответственно.

Кассета парогенератора представляет собой теплообменник прямоточного типа с теплопередающей поверхностью из прямотрубных парогенерирующих элементов. Греющий теплоноситель поступает во внутреннюю часть кассеты через верхний торец кожуха и, опускаясь в межтрубном пространстве, омывает теплообменные трубы. Отдав свое тепло рабочему телу второго контура, теплоноситель отводится из кассеты через патрубок в днище кожуха. Схема движения среды второго контура следующая: питательная вода поступает на вход кассеты в общую полость питательного коллектора, затем распределяется на семь парогенерирующих модулей, внутри которых расположены трубы парогенерирующих элементов. В них питательная вода нагревается, испаряется, перегревается до требуемых параметров и отводится из кассеты через паросборную полость коллектора.

Данные мониторинга теплогидравлических параметров в процессе эксплуатации всех типов парогенераторов судовых ЯЭУ выявили характерную закономерность снижения теплогидравлической эффективности судовой парогенерирующей установки при повышении мощности ядерного реактора. Данный эффект подробно описан в работе [1]. При этом усложнение конструкции теплообмен-

ного канала в парогенерирующей системе кассетного типа не привело к устранению проблем, выявленных при эксплуатации змеевиковых трубных систем.

Предпринятые в настоящей работе исследования направлены на совершенствование конструктивных особенностей парогенерирующих систем судовых ЯЭУ, повышение их эксплуатационной надежности и теплогидравлической эффективности.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

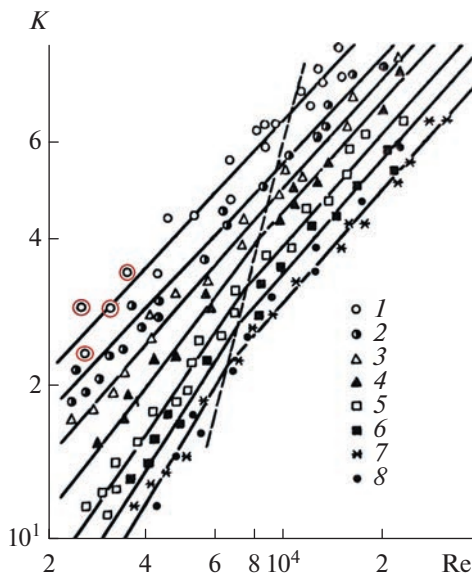
Прямотрубные парогенераторы, применяемые на интегральных судовых ЯЭУ четвертого поколения, имеют жесткие ограничения по своим массогабаритным характеристикам, так как от их размеров зависят компактность и технико-экономические показатели не только ядерного реактора, но и всего судна в целом. Решение этой проблемы потребовало рассмотрения вопроса о способе повышения теплогидравлической эффективности прямотрубных теплообменных аппаратов, который позволил бы, помимо вышеперечисленных требований, добиться необходимых энергетических характеристик ЯЭУ. В работе [2] проведены масштабные экспериментальные исследования по оценке возможности повышения тепловой производительности теплообменников. Наиболее простые способы решения этой проблемы, связанные с увеличением скорости теплоносителя или уменьшением диаметра теплообменных труб, в данном случае не являются энергетически выгодными, как и применение активных методов интенсификации теплообмена. Широкое применение в теплообменных аппаратах нашли пассивные способы интенсификации теплообмена, основанные на принципах турбулизации пограничного слоя за счет создания искусственной шероховатости и использования интенсификаторов теплообмена, применения закрутки потока, увеличения площади поверхности теплообмена за счет оребрения и усложнения конструкции каналов.

В настоящей работе рассмотрен способ повышения теплогидравлической эффективности теплообменных каналов прямотрубных парогенераторов за счет использования концепции двустороннего обогрева рабочего тела. В 1980-х гг. авторами книги [2] был разработан экспериментальный стенд и проведено исследование теплообменного канала с внутренней спирально навитой трубой при двустороннем обогреве. Подобное конструктивное решение объединяет в себе сразу два механизма интенсификации теплообмена: увеличение площади поверхности теплообмена за счет двустороннего обтекания нагреваемой среды теплоносителем и закрутку потока обеих сред, обеспечиваемые геометрией канала.

Экспериментальный участок представлял собой теплообменный элемент типа “труба в трубе” с двусторонним обогревом. В наружную круглую трубу вставлялась спирально навитая труба. Она касалась частью внешней поверхности внутренней стенки наружной трубы по винтовой линии. Наружная труба образовывала с корпусом теплообменного элемента кольцевой канал. Теплоноситель поступал в исследуемый теплообменный элемент сверху вниз. Часть его двигалась с внешней стороны теплообменного элемента, а часть — по внутренней спирально навитой трубе.

Движение нагреваемой среды было организовано в противоположном направлении в межтрубном эксцентричном кольцевом зазоре, образованном наружной цилиндрической и внутренней спирально навитой трубами. Значения температур стенок и текучих сред измерялись хромель-никелевыми термопарами и термозондами на различных участках по высоте канала. Схема теплотехнических измерений была разработана с учетом достижения необходимой точности при исследовании коэффициентов теплоотдачи (погрешность до 7%) и гидравлического сопротивления (погрешность до 5%).

В результате проведенных экспериментов получены зависимости коэффициента теплоотдачи, выраженного через параметр  $K = Nu / [(Pr_f)^{0.43} (Pr_f / Pr_w)^{0.25}]$  и осредненного по пяти замеряемым участкам по высоте теплообменного канала. На рис. 2 представлены экспери-



**Рис. 2.** Экспериментальная зависимость [2] параметра  $K$  от  $Re$  для различной геометрии каналов: 1 —  $S/d_2 = 3.08, \theta = 0.77$ ; 2 —  $4.92, 0.615$ ; 3 —  $4.92, 0.77$ ; 4 —  $7.39, 0.615$ ; 5 —  $8.62, 0.615$ ; 6 —  $7.39, 0.77$ ; 7 —  $8.62, 0.77$ ; 8 —  $\infty, 0.77$ ; красным обведены точки, выбранные для сравнения с теоретическим расчетом.

ментальные точки для серий измерений и обобщающие осредненные зависимости для различных относительных шагов навивки внутренней спирально навитой трубы  $S/d_2$  и различного соотношения диаметра каналов  $\theta = d_2/d_1$  в диапазоне  $Re$  от  $2 \times 10^3$  до  $3 \times 10^4$ . Число Рейнольдса определялось по эквивалентному диаметру проходного сечения канала  $d'$  и среднерасходной скорости потока  $\bar{u}$ .

**КРИЗИС ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА**

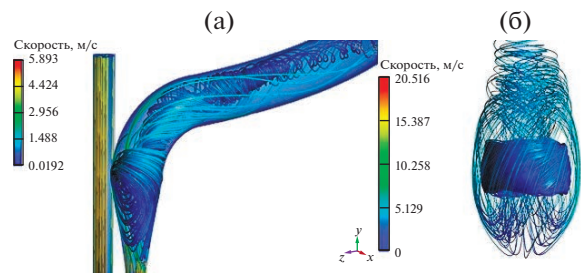
В работе [3] показано, что сложная конфигурация гидродинамического тракта в водо-водяных ЯЭУ, заключающая в себе огромное разнообразие элементов криволинейных каналов, в частности изгибов различного направления, а также участков с изменением проходного сечения каналов, формирует сложное закрученное течение теплоносителя в трубных системах, которое может приводить к явлению кризиса закрученного потока.

Теоретическое описание кризиса закрученного потока дано в работах академика И.И. Новикова [4, 5] применительно к открытым системам. На основании выполненных исследований было доказано, что кризис закрученного потока — это режим течения, при котором расходная скорость движения жидкости достигает скорости распространения длинных центробежных волн.

В [6] теоретическое описание условий возникновения кризиса закрученного потока распространено на замкнутые циркуляционные контуры.

Также в работе [3] была произведена серия исследований, посвященная математическому моделированию теплогидравлических процессов в каналах судовых ЯЭУ как на участках змеевиковых трубных систем парогенераторов (рис. 3а), так и в каналах системы компенсации давления (рис. 3б).

По результатам проведенных вычислительных экспериментов можно сделать вывод, что явление кризиса закрученного потока проявляется в случае, когда расходная скорость сложного вихревого дви-



**Рис. 3.** Зона рециркуляционного течения в условиях кризиса закрученного потока (линии тока в 3D-геометрии): (а) — элемент гидравлического тракта парогенератора, (б) — элемент гидравлического тракта компенсатора давления.

жения теплоносителя достигает своего критического значения, равного скорости распространения длинных центробежных волн в рассматриваемой среде. В результате этого в канале происходит перераспределение давления, при котором продольный градиент давления сравнивается с его радиальным значением. Образовавшаяся при таких условиях область реверсивного спирально-винтового течения занимает большую часть проходного сечения канала. Данный эффект не только создает дополнительное гидравлическое сопротивление в канале, повышая мощность, требуемую для прокачки теплоносителя, но и усиливает низкочастотную составляющую акустического спектра, влекущую за собой появление в системе резонансных эффектов и вибрационных процессов, вследствие низкого собственного частотного диапазона оборудования ЯЭУ.

### ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ КАНАЛА

В настоящей работе для вычислительного эксперимента рассмотрен одиночный канал с внутренней спирально навитой трубой, являющийся прототипом теплообменного канала парогенератора кассетного типа ЯЭУ РИТМ-200. Элемент расчетной модели и сеточное разбиение области нагреваемой среды приведены на рис. 4.

Граничные условия для решения задачи соответствовали двустороннему обогреву рабочего тела второго контура, который поступает в канал снизу вверх 5 и течет в асимметричном кольцевом зазоре 2, образованном поверхностями, обтекаемыми теплоносителем первого контура. Теплоноситель первого контура в свою очередь течет сверху вниз как снаружи прямой трубы 3, так и внутри спирально навитой трубы 1 с круглым поперечным сечением, а затем выходит через торцевую область канала 4.

На рис. 4б представлено сеточное разбиение исследуемой области рабочего тела второго кон-

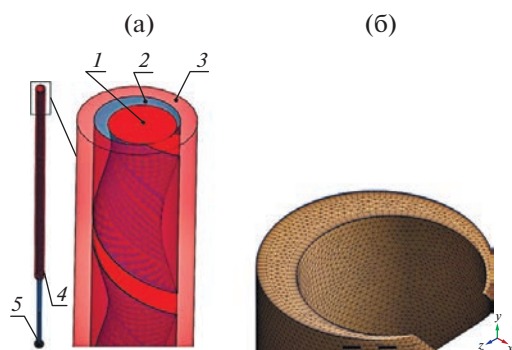


Рис. 4. Модель канала с внутренней спирально навитой трубой с двусторонним обогревом (а) и сеточное разбиение области второго контура (б).

тура. Элементарная расчетная ячейка имеет форму тетраэдра. Для лучшего разрешения пограничного гидродинамического слоя применялось дополнительное сеточное разбиение из десяти тонких линейно возрастающих пристенных слоев с коэффициентом увеличения 1.3. Вырезанная область является математическим допущением, так как в зоне контакта внутренней и наружной труб толщина пристенного слоя меньше, чем размер элементарной сеточной ячейки.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Моделирование процессов гидродинамики и теплообмена осуществлялось с помощью универсального программного обеспечения ANSYS, включающего расчетный пакет CFX.

Результаты гидродинамического расчета показали, что сложное винтовое течение имеет различную вихревую структуру и может привести к явлению кризиса закрученного потока. Объемное распределение поля скорости на участке поступления рабочего тела второго контура из прямой подводящей трубы в кольцевую область теплообменного канала представлено на рис. 5.

Аналогично области диффузорного расширения в змеевиковых трубных системах и системе компенсации давления (рис. 3) в рассмотренном канале также наблюдается эффект возвратного течения по сложным винтовым траекториям. Отличительной особенностью постановки задачи относительно двух вышеперечисленных случаев является тот факт, что в кольцевом канале отсутствует тангенциальный подвод теплоносителя на

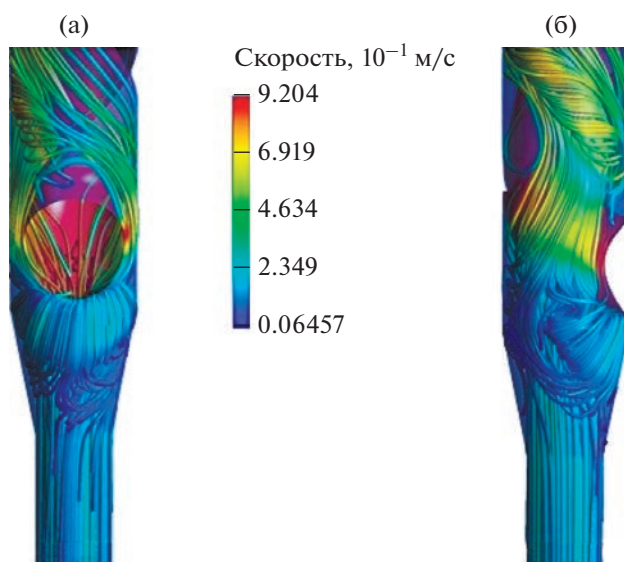


Рис. 5. Объемное распределение линий тока скорости в теплообменном канале с внутренней спирально навитой трубой: (а) – вид спереди, (б) – вид сбоку.



входе в трубу. Как было отмечено ранее, одним из условий кризиса закрученного потока является необходимый уровень интенсивности закрученного течения, однако даже без него в исследуемой задаче наблюдается область интенсивного реверсивного течения. Вследствие этого могут возникнуть эффекты пульсации давления, термоциклирования и возбуждения акустических колебаний, наличие которых отрицательно повлияет на прочность и шумность ЯЭУ [7, 8].

На рис. 6 представлены распределения полного давления и завихренности в поперечном сечении диффузора перед входом в кольцевой канал. Представленные характеристики демонстрируют переход к формированию сложной крупномасштабной вихревой структуры и относительно небольшой уровень частот в потоке жидкости, находящийся

в диапазоне 10–50 Гц, близком к собственным частотам оборудования ЯЭУ, что может привести к резонансным взаимодействиям [9].

На рис. 7 приведены распределения характеристик потока: спиральности, полного давления, скорости и завихренности на теплообменном участке канала. После входа в кольцевую область распределения полного давления (рис. 7б) и продольной скорости (рис. 7в) по поперечному сечению выравниваются и сохраняют свою форму до конца расчетного участка, не имея ярко выраженных градиентов. При этом в потоке возникают два небольших по размеру стабильных вихря с противоположной закруткой (рис. 7а), вынесенных в наиболее затесненную область проходного сечения и примыкающих к наружной стенке внутренней спирально навитой трубы. Уровень частот (рис. 7г) в потоке жидкости внутри кольцевого канала отдален от частотного спектра, способного привести к резонансным взаимодействиям, и находится преимущественно выше значения 100 Гц.

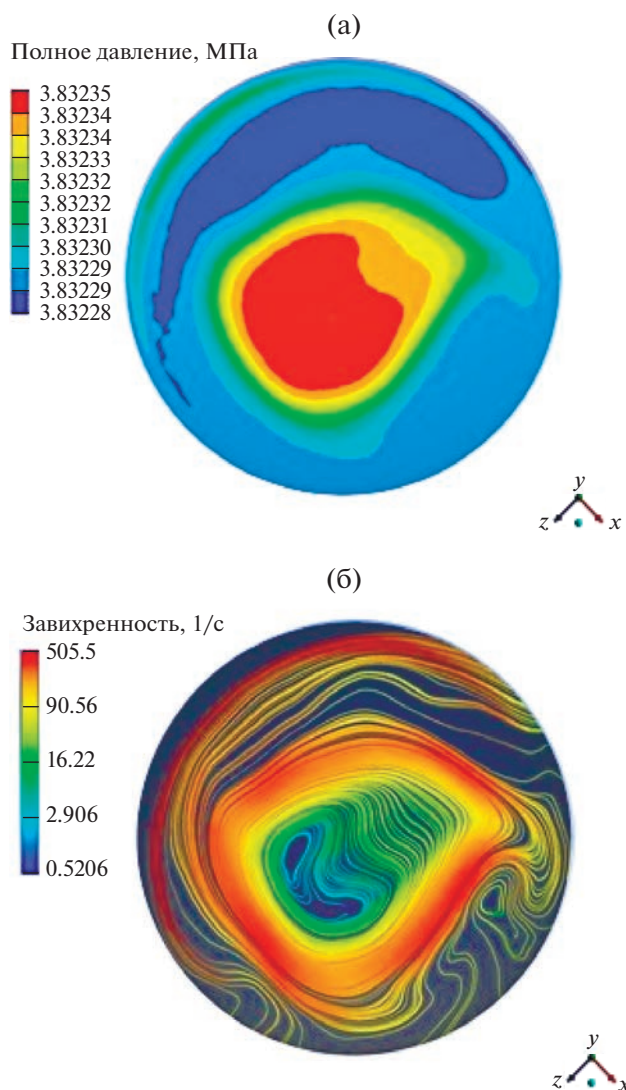
#### ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА

Апробация предложенного метода для определения характеристик теплообмена кольцевого канала с внутренней спирально навитой трубой осуществлялась сравнением полученных результатов с экспериментальными данными, полученными в работе [2] и представленными на рис. 2.

Сложность данной задачи связана с тем, что расчетная область является зоной ламинарно-турбулентного перехода, т.е. выполнение расчета с применением моделей турбулентности может не дать точной картины теплообмена. К тому же, как видно по графику экспериментальных данных (рис. 6), значения точек могут отличаться на 20% при одних и тех же начальных условиях. На первом этапе решения из всего массива экспериментальных точек для сравнения были выбраны четыре, числа Рейнольдса которых соответствуют рабочим характеристикам ядерного реактора. Результаты сравнения при условии, что движение потока является турбулентным, показали, что полученные в ANSYS CFX значения коэффициента теплоотдачи попадают в доверительный интервал экспериментальных данных. Результаты сравнения коэффициентов теплоотдачи приведены в таблице.

Особое внимание при проведении вычислений уделено корректному определению коэффициента теплоотдачи.

По определению коэффициент теплоотдачи является интегральной характеристикой теплообмена, учитывающей вклад двух механизмов теплообмена: теплопроводности жидкости вблизи нагретой поверхности и конвекции в области развитого течения вдали от стенки. Поэтому для корректного сравнения значений коэффициента теплоотдачи,



**Рис. 6.** Распределение полного давления (а) и завихренности (б) рабочего тела в поперечном сечении диффузора.

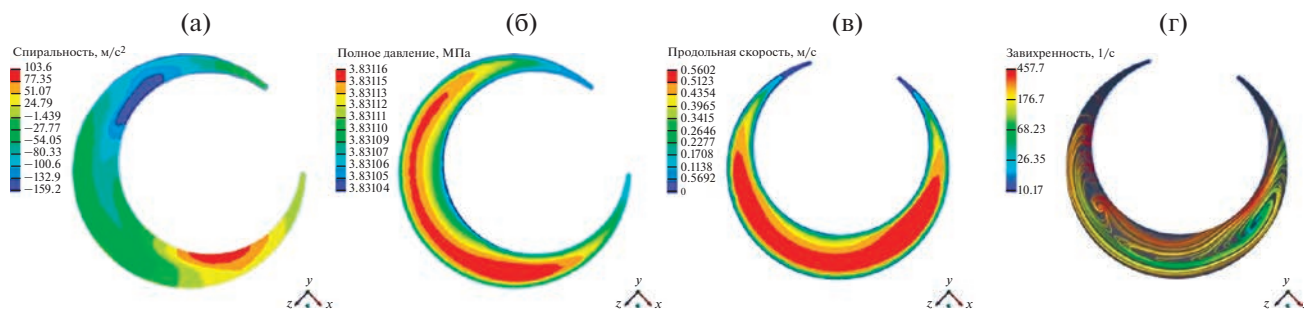


Рис. 7. Поле спиральности (а), полного давления (б), продольной скорости (в) и завихренности (г) в поперечном сечении кольцевого канала.

Значения коэффициентов теплоотдачи в исследуемом канале

Re	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ , кВт/(м <sup>2</sup> К)		
	ANSYS(CFX) скорректированное значение	ANSYS(CFX) базовое значение	эксперимент*
2700	9.4	73.3	9.0 ± 0.7
2800	9.5	73.3	9.2 ± 0.7
3300	9.9	73.4	10.4 ± 0.8
3700	10.2	73.5	11.2 ± 0.9

\* Значения приведены с учетом погрешности эксперимента.

получаемого в процессе вычислений, с данными экспериментов необходимо учитывать влияние на его величину поля температур по всей ширине канала как в пристенной области, так и в ядре потока. В ANSYS CFX в свою очередь применяется следующая схема расчета: коэффициент теплоотдачи теплообменного канала вычисляется как отношение теплового потока  $q$ , падающего на стенку со стороны первого контура, к разнице температур между значениями на стенке  $T_w$  и в пристенной области внутри канала  $T_f$ , являющейся первым рядом сеточных элементов:

$$\alpha = q / (T_w - T_f).$$

Очевидно, что подобная схема расчета противоречит научному пониманию термина коэффициента теплоотдачи. Поэтому авторами данной статьи предложена другая, более корректная, методика вычисления. В качестве перепада температур бралась разница между значениями температуры на стенке  $T_w$  и средней температуры потока по выбранному сечению канала. Области определения расчетных параметров подобраны таким образом, чтобы смоделировать положения хромель-никелевых термопар и термозондов по высоте исследуемого участка, как было произведено на экспериментальной установке.

По результатам, приведенным в таблице, можно сделать вывод, что предложенная методика расчета коэффициента теплоотдачи дает совпаде-

ние с экспериментальными данными в пределах погрешности, в то время как базовый алгоритм ANSYS CFX напрямую зависит от сеточного разбиения расчетной модели, а именно от толщины первого пристенного слоя элементов сетки. Моделируемая сложная вихревая картина течения в исследуемых каналах лежит за пределами возможностей стандартных кодов. Поэтому необходимы разработка и верификация кластеров, позволяющих охватить и интерпретировать все многообразие наблюдаемых эффектов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Показана возможность численного расчета процессов гидродинамики и теплообмена в сложных каналах парогенерирующих систем судовых ЯЭУ интегрального типа с помощью вычислительных методов на основе использования универсального программного комплекса ANSYS CFX с целью выявления конструктивных и режимных особенностей работы установки и их оптимизации.

Описана методика построения расчетной модели теплообменного канала с внутренней спирально навитой трубой с двусторонним обогревом с указанием схемы движения теплоносителя и рабочего тела. Приведена структура сеточного разбиения исследуемой области.

Результаты гидродинамического расчета выявили режим движения потока в рассматриваемом

мом канале, схожий по своей структуре с явлением кризиса закрученного потока, что может приводить к акустическим, вибрационным и прочностным эффектам.

Проведен тепловой расчет с целью верификации предложенного расчетного метода на примере сравнения характеристик теплообмена в исследуемом канале с экспериментальными данными. Описана схема экспериментальной установки теплообменного канала с двусторонним обогревом. В качестве сравнения коэффициента теплоотдачи с экспериментальными данными рассмотрены два варианта вычисления: базовый алгоритм программы ANSYS CFX и предложенный авторами статьи метод.

Как показали результаты проведенного исследования, предложенный алгоритм вычисления удовлетворяет экспериментальным данным и может быть использован для дальнейшего анализа теплообменных каналов парогенераторов судовых ядерных энергетических установок интегрального типа.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (грант № 23-29-00373, <http://rscf.ru/project/23-29-00373/>).

**Обозначения.**  $Nu$  – число Нуссельта;  $P_{r_f}$  – число Прандтля в потоке жидкости;  $P_{r_w}$  – число Прандтля на стенке;  $d_1$  – внутренний диаметр наружной трубы, м;  $d_2$  – внешний диаметр внутренней спирально навитой трубы, м;  $S$  – шаг закрутки, м;  $Re$  – число Рейнольдса;  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $T_w$  – температура стенки, °С;

$T_f$  – температура потока в пристенной области, °С;  $\bar{u}$  – среднерасходная скорость потока, м/с;  $d^*$  – эквивалентный диаметр, м.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Митрофанова О.В., Ивлев О.А., Уртенев Д.С., Федорин А.В. Оценка влияния кризисного течения закрученного потока на теплогидравлическую эффективность судовых ядерных энергетических установок // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 6. С. 242.
2. Будов В.М., Дмитриев С.М. Форсированные теплообменники ЯЭУ. М.: Энергоатомиздат, 1989. С. 98.
3. Mitrofanova O.V., Bayramukov A.S., Ivlev O.A., Urtenov D.S., Fedorin A.V. Modeling of Thermal-Hydraulic Processes in the Marine Power Installation Elements // J. Phys.: Conf. Ser. 2020. V. 1683. № 2. 022078.
4. Новиков И.И. Термодинамика. М.: Машиностроение, 1984. С. 316.
5. Новиков И.И., Скобелкин В.И., Абрамович Г.Н., Клячко Л.А. Закономерность расхода жидкости в закрученном потоке. Открытие № 389. Гос. реестр открытий СССР 18.10.1990.
6. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: Физматлит, 2010. 288 с.
7. Гидродинамика и безопасность ядерных энергетических установок. Сб. тр. ФЭИ в 3-х т. Т. 2. Обнинск: ГНЦ РФ ФЭИ, 1999. 388 с.
8. Патрашев А.Н. Турбулентные течения в потоках жидкости с крупными локальными вихреобразованиями // Механика турбулентных потоков. Сб. М., 1980. С. 166.
9. Аркадов Г.В., Повелко В.И., Усанов А.И. Виброшумовая диагностика ВВЭР. М.: Энергоатомиздат, 2004.