

УДК 532.517

О возможности применения сборок витых труб в парогенерирующих системах транспортных ядерных энергетических установок*

О. В. Митрофанова^{1,2}, О. А. Ивлев¹, А. В. Федоринов^{1,2}

¹ *Национальный исследовательский центр «Курчатовский институт», Москва;*

² *Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», Москва;*

e-mail: omitr@yandex.ru

Поступила в редакцию 13.07.2018

Предложенный в настоящей работе расчетный анализ направлен на решение проблем интенсификации теплообмена, повышение теплогидравлической эффективности и надежности работы ядерных энергетических установок. Рассмотрены возможности применения сборок витых труб во внутренних устройствах парогенерирующих систем в составе транспортных ядерных энергетических установок с водо-водяными реакторами под давлением. Проведена верификация расчетного алгоритма на основе сравнения с экспериментальными данными и дан анализ влияния геометрии проходного сечения и шага закрутки винтообразных каналов на степень интенсификации теплообмена. Выполненные исследования позволяют значительно расширить область применения теплообменных каналов с витыми трубами и в других теплообменных устройствах с иными средами, применяемыми в системах, входящих в состав транспортных ядерных энергетических установок.

Ключевые слова: вихревой поток, парогенерирующий блок, теплоэнергетическая эффективность, спиральность, завихренность, интенсификация теплообмена.

Введение

Проблема моделирования сложных вихревых потоков в парогенерирующих каналах с целью повышения теплогидравлической эффективности и надежности парогенерирующих систем ядерных энергетических установок (ЯЭУ) возникла в результате проведенного анализа эксплуатации транспортных ЯЭУ различных поколений с парогенерирующими гладкими каналами круглого сечения.

В настоящее время в транспортных ЯЭУ, находящихся в эксплуатации, применяются прямоточные парогенерирующие системы бухтового и кассетного типа. В обоих вариантах трубных систем применены каналы с круглым сечением. Усложнение конструкции парогенерирующего канала в парогенерирующих системах с кассетными па-

рогенерирующим каналами не привело к устранению проблем, выявленных при эксплуатации бухтовых трубных систем, создав при этом дополнительные сложности в их изготовлении.

Так как параметры перегретого пара на выходе из парогенератора с кассетной трубной системой несущественно отличаются от параметров перегретого пара на выходе из парогенератора с бухтовой трубной системой, реализовать возможность повышения термического КПД ядерной энергетической установки не удастся.

Следует также заметить, что планируемое применение кассетных парогенерирующих каналов в ЯЭУ интегрального типа с заниженной ремонтнопригодностью может привести к сложностям в обслуживании ЯЭУ в период проведения ремонтных работ.

Традиционные способы интенсификации теплообмена, используемые в настоящее время в теплоэнергетических аппаратах, как правило,

* Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 16-08-00687-а.

связаны с закруткой потока, применением оребрения, созданием искусственной шероховатости, установкой завихрителей, диафрагм, шайб и др. Во многих случаях это может приводить к тому, что теплоотдача возрастает в значительно меньшей степени, чем гидравлическое сопротивление и энергетические затраты на прокачку теплоносителей [1]. Одним из способов повышения теплоэнергетической эффективности теплообменных аппаратов может быть применение каналов и пучков труб сложной геометрии [2].

В настоящей работе рассматриваются особенности процессов теплообмена и гидродинамики в каналах сложной формы, образованных пучками витых труб различной конструкции. Целью проводимого исследования является обоснование возможности повышения термического КПД парогенерирующего блока судовой ЯЭУ.

Характерные особенности парогенерирующих систем

На рис. 1 представлена типовая схема бухтовой парогенерирующей системы транспортной ЯЭУ. Циркуляция теплоносителя первого контура и воды второго контура организована следующим образом.

Горячий теплоноситель из ядерного реактора поступает в прямоточную парогенерирующую систему по внутренней трубе 1 патрубке «труба в трубе», соединяющего циркуляционный насос первого контура и парогенератор, далее по кольцевому каналу между корпусом парогенерирующей системы и цилиндрической выгородкой в межтрубное пространство парогенерирующих секций. Пройдя сверху вниз и отдав тепло среде второго контура, теплоноситель идет вверх по кольцевому каналу между корпусом парогенератора и цилиндрической выгородкой и отводится из парогенератора в ядерный реактор по кольцевой полости 2 патрубка «труба в трубе».

Вода второго контура поступает в питательный коллектор 3 и далее распределяется по питательным трубам и парогенерирующим змеевикам трубной системы, замкнутым в верхней части парогенерирующей системы на паровые каналы секций

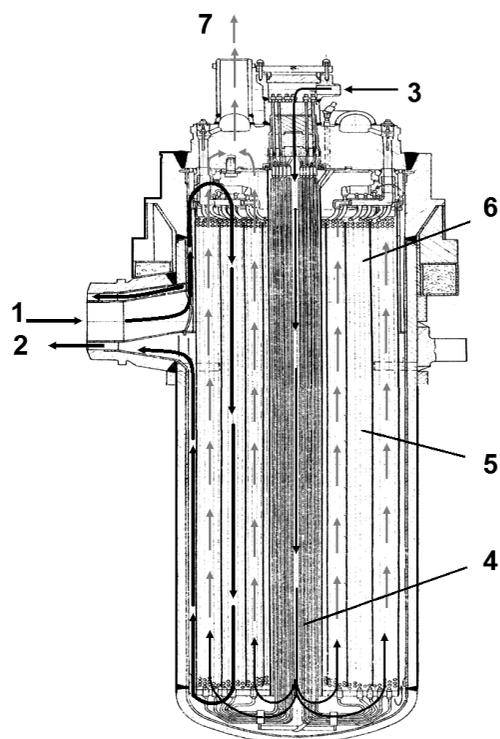


Рис. 1. Типовая схема бухтовой парогенерирующей системы: 1 – вход теплоносителя; 2 – выход теплоносителя; 3 – вход питательной воды; 4 – экономайзерный участок; 5 – испарительный участок; 6 – пароперегревательный участок; 7 – выход пара

и сборную кольцевую паровую камеру. По мере движения противотоком относительно движения теплоносителя питательная вода, пройдя через экономайзерный 4, испарительный 5 и пароперегревательный 6 участки трубной системы, подогревается до кипения, испаряется, затем перегревается и в виде перегретого пара отводится через паровой штуцер 7 в главную паровую магистраль.

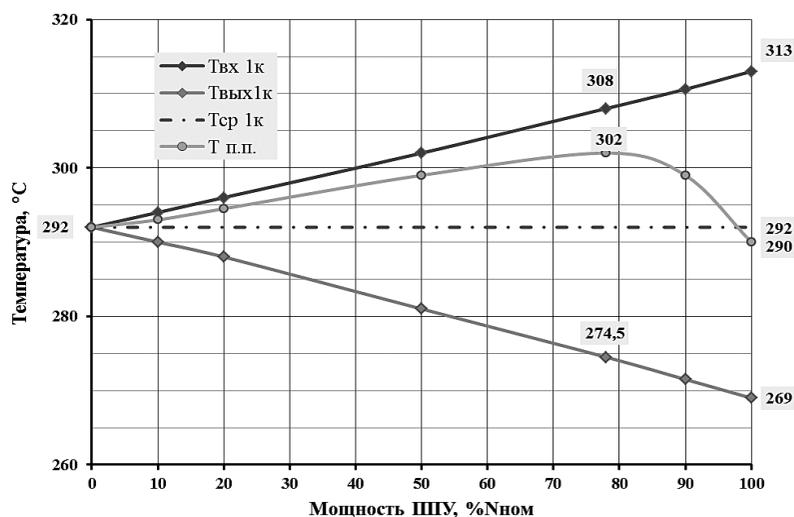


Рис. 2. График изменения температуры теплоносителя и перегретого пара в зависимости от уровня мощности паропроизводящей установки

На рис. 2 представлен график изменения температуры теплоносителя первого контура на входе в парогенератор ($T_{\text{вх1к}}$), выходе из него ($T_{\text{вых1к}}$) и температуры перегретого пара ($T_{\text{п.п.}}$) в зависимости от уровня мощности паропроизводящей установки (см. рис. 1).

Рис. 2 иллюстрирует сложный характер изменения теплообмена между теплоносителем первого контура и паром на пароперегревательном участке парогенератора. В интервале мощностей от 10 до 50% от номинальной ($N_{\text{ном}}$) отклонение температуры теплоносителя на входе в парогенератор и перегретого пара незначительно и растет линейно. При повышении мощности от 50 до 100% от $N_{\text{ном}}$ отклонение приобретает нелинейный характер. При этом разница между температурой теплоносителя первого контура и перегретого пара резко возрастает при приближении к 100% мощности.

Учитывая, что в зоне перегрева наблюдается ухудшенный режим теплообмена, для компенсации этого негативного эффекта необходимо использовать интенсификацию теплообмена.

Обоснование выбора геометрии каналов

Для решения задачи о возможности повышения термического КПД парогенерирующего блока за счет интенсификации теплоотдачи в зоне пароперегревательного участка были рассмотрены две области течения и теплообмена: первая область – зона перегретого пара внутри витых труб, вторая – область течения теплоносителя в межтрубном пространстве пучка витых труб.

Первая стадия исследований заключалась в выборе оптимальной геометрии профиля витых труб и компоновочной схемы расположения пароперегревательных каналов в самом пучке. Моделирование процессов гидродинамики и теплообмена на пароперегревательном участке, образованном системой витых труб, осуществлялось с помощью программного комплекса ANSYS.

При проведении расчетного моделирования для сравнительного анализа были выбраны трубы четырехзаходного (крестообразного) и двухзаход-

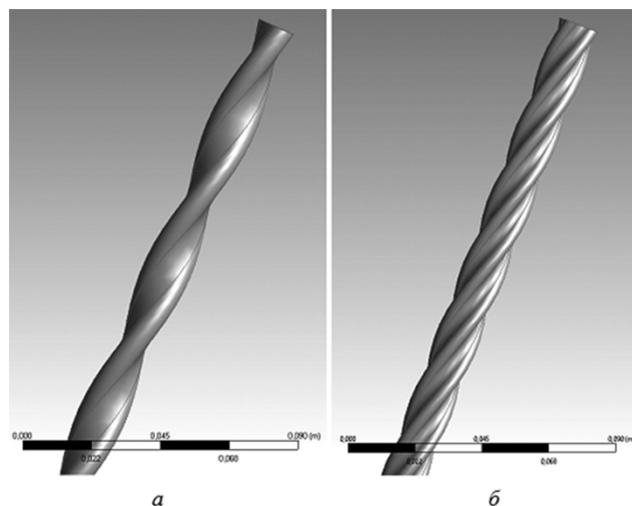


Рис. 3. Геометрические модели витого канала: *a* – двухзаходного; *б* – четырехзаходного

ного (овального) профиля. Количество элементов и размеры ячеек расчетных сеток изменялись в зависимости от расстояния от поверхности теплообмена. Для каждого случая общее количество элементов разбиения составляло около 12 млн. На основе предварительно проведенного анализа в качестве рабочей расчетной модели была использована модель турбулентности SST.

На рис. 3 представлены модели труб, построенные в CAD-системе программного комплекса ANSYS. Внешний диаметр витых каналов составлял 16 мм, толщина стенок – 2 мм. При построении расчетных сеток проходное сечение каналов, занятое паром, бралось одинаковым для крестообразного и овального профилей. Угол закрутки обоих профилей составлял 30°.

Сеточные модели для рассматриваемых труб показаны на рис. 4.

Для постановки внутренней задачи использовались представленные на рис. 3, 4 модели па-

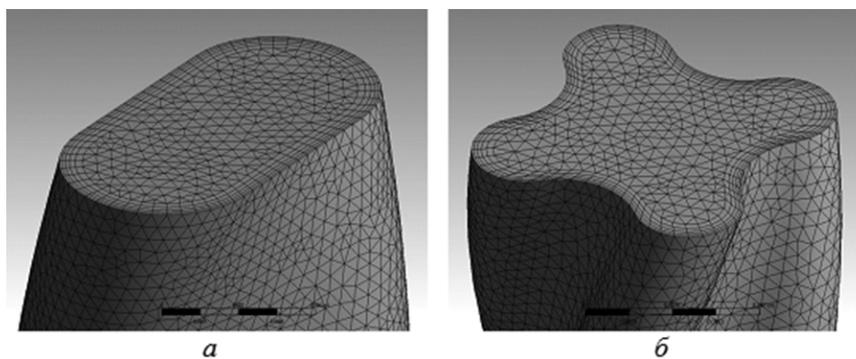


Рис. 4. Сеточное разбиение для витых труб: *a* – овального (двухзаходного) профиля; *б* – крестообразного (четырёхзаходного) профиля

роперегревательных каналов. Рабочим телом в данном случае являлся насыщенный и перегретый пар. Давление и температура пара на входе в пароперегревательный участок парогенератора были равны 3.9 МПа и 249 °С соответственно. Средняя температура стенки обогреваемого канала равнялась 300 °С. Расход пара в единичном канале сборки витых труб соответствовал 0.0965 кг/с. Длина витых пароперегревательных каналов составляла 1 м.

Специально проведенное исследование показало, что в целях повышения точности расчета коэффициентов теплоотдачи внутри и снаружи каналов оптимальным можно считать количество пристенных слоев со сгущением расчетной сетки вблизи обтекаемых поверхностей, равное 5 (см. рис. 4). Верификация вычисляемых коэффициентов теплоотдачи проводилась на основе расчета при аналогичном сеточном разбиении для эквивалентной круглой трубы с приведением осредненного коэффициента теплоотдачи к известной эмпирической зависимости для числа Нуссельта [3]

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}C_t,$$

где Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; C_t – поправочный коэффициент для учета температурного фактора для пара, который можно принять равным 1.

На рис. 5–10* представлены результаты численных расчетов полей температуры, спиральности, завихренности, тангенциальной скорости, полного давления и продольной скорости для труб овального и крестообразного профилей на длине 0.5 м от входа в пароперегревательный участок.

Полученные результаты показывают, что при заданном статическом давлении 3.9 МПа, расходе пара 0.0965 кг/с и линейном изменении температуры обогреваемой стенки витой трубы в трубе овального профиля перегретый пар прогревается более равномерно по сечению канала и его средний подогрев на длине пароперегревательного участка выше по сравнению с трубой крестообразного профиля при прочих равных условиях.

В результате сравнения данных, полученных при расчетных исследованиях тепломассообмена в витых парогенерирующих каналах овальной и крестообразной формы на пароперегревательном участке, с опытными данными для каналов круглого сечения, которые применяются на объ-

ектах, находящихся в эксплуатации, был выявлен эффект увеличения теплопередачи на 10–12% за счет более высоких коэффициентов теплоотдачи как внутри, так и снаружи (в межтрубном пространстве пучка) витых труб. При этом было установлено, что для исследованного диапазона углов закрутки витых труб 18°–30° величина коэффициента теплоотдачи для перегретого пара при течи в трубах овального профиля систематически превышает значение коэффициента теплоотдачи в витых трубах крестообразного профиля.

Таким образом, основываясь на результатах вычислительных экспериментов, для возможности создания компактных парогенерирующих аппаратов с витыми трубами для транспортной ядерной энергетики была выбрана геометрия плотноупакованного пучка витых труб овального профиля. Этот вывод совпадает с ранее полученными результатами исследований, проведенных под руководством Г. А. Дрейцера для использования сборок витых труб в воздухо-воздушных теплообменниках [4].

Важным варьируемым в расчетах геометрическим параметром являлся шаг закрутки s профиля витой трубы, отнесенный к максимальному размеру профиля d . Параметр s/d в значительной мере определяет влияние поля центробежных сил как внутри каналов, так и в масштабе пучка витых труб на процессы теплообмена между греющим теплоносителем первого контура и рабочим телом второго контура.

В таблице приведены результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи α для трубы круглого сечения ($s/d = \infty$) и витых труб с относительными шагами закрутки s/d , равными 8.3 и 12.2. Значения α приведены для различных сечений труб, соответствующих продольной координате y .

Оптимальный относительный шаг закрутки s/d определялся из условия обеспечения максимальной интенсификации теплообмена при приемлемых значениях увеличения коэффициентов гидравлического сопротивления пучка.

Приведенные в таблице данные показывают, что при относительном шаге закрутки витых труб овального профиля $s/d = 8.3$ теплоотдача возрастает на 7–11% по сравнению с круглой трубой, в то время как при $s/d = 12.2$ только на 4–10%.

На рис. 11 представлены распределения локальных коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности витых труб при различных шагах закрутки.

* Рис. 5–11 приведены на третьей странице обложки

Зависимость коэффициентов теплоотдачи α в различных сечениях канала y от относительного шага закрутки профилированных труб s/d

$y, \text{ м}$	Коэффициент теплопередачи α , Вт/(м ² ·К), при относительном шаге закрутки s/d :		
	∞	8.3	12.2
0.15	4986	5356	5488
0.30	5044	5389	5300
0.50	5037	5585	5250
0.75	5028	5577	5250
1.00	5003	5568	5196

В данном случае в рассмотренном диапазоне параметров рабочих сред геометрия витых труб овального сечения с $s/d=8.3$ является более эффективной, соответствующей максимальному эффекту интенсификации теплообмена.

На рис. 12 представлено сравнение результатов расчета для рассмотренных титановых винтообразных пароперегревательных каналов овального профиля с экспериментальными данными, полученными Ю. И. Даниловым, Б. В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцером в [4] для витых каналов воздушно-воздушных теплообменников. Критериальная обработка результатов расчета в диапазоне чисел Рейнольдса $Re=4 \cdot 10^4 - 1.2 \cdot 10^5$ показала, что расчетные точки в пределах разброса экс-

периментальных данных $\pm 5\%$ ложатся на экспериментальные зависимости, демонстрирующие линейный рост коэффициента теплоотдачи при увеличении числа Re при всех относительных шагах закрутки винтообразных труб.

При способе регулирования системы управления паропроизводящей установки по поддержанию постоянной средней температуры теплоносителя и постоянных номинальных оборотах главного циркуляционного насоса давление первого контура, перегретого пара и температура питательной воды практически не изменяются, а давление питательной воды с увеличением мощности паропроизводящей установки растет.

Проведенные дополнительно расчеты по определению структуры и параметров потока в змеевиковых паропроизводящих каналах сложной геометрии для бухтовой парогенерирующей системы, представленной на рис. 1, взятой в качестве прототипа, показал, что причиной отмеченного выше (см. рис. 2) снижения температуры перегретого пара при повышении мощности реакторной установки свыше 78% является эффект «запирания» закрученного потока при достижении им предельного расхода [5]. С этой точки зрения переход к компоновочной схеме парогенерирующего блока на основе использования пучка витых труб позволяет устранить этот недостаток.

В общем случае решение оптимизационных задач связано с определением критерия эффективности, выбор которого неоднозначен и зависит от целевой функции. В качестве целей могут быть выбраны: снижение массогабаритных характеристик установок, увеличение их полезной мощности, снижение потерь на собственные нужды, повышение надежности и безопасности работы, снижение экономических и материальных затрат [1].

Известны различные рекомендации по определению вида критерия эффективности. Так, в работе Г. А. Дрейцера [6] рекомендуется рассматривать отношение объемов сравниваемых аппаратов с интенсификацией и без интенсификации.

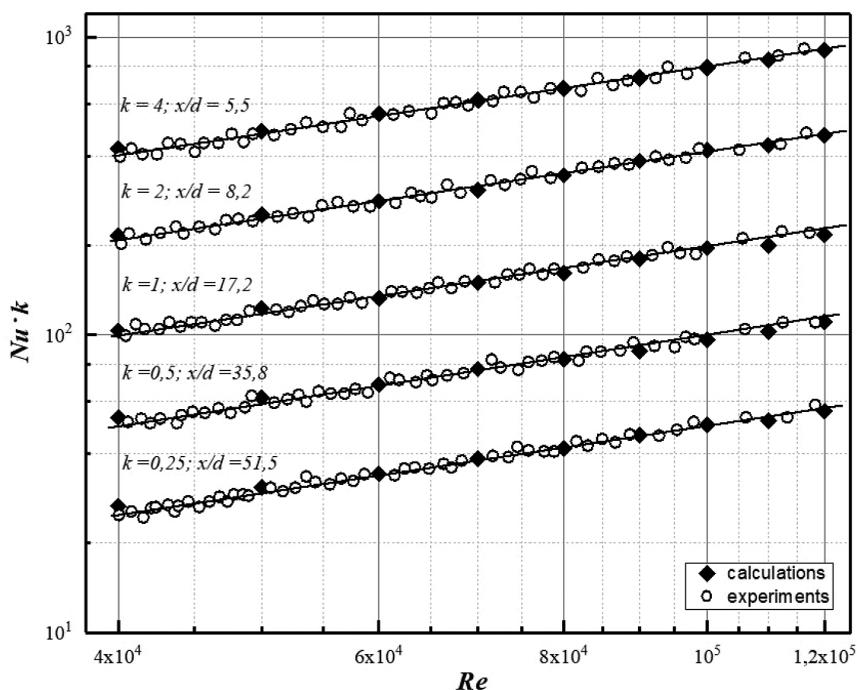


Рис. 12. Сравнение результатов расчета теплоотдачи с экспериментальными данными работы [4]

Согласно рекомендациям Р. Вебба [7] и используя предложения М. Эндрюса и Л. Флэтчера [8] для определения критерия теплогидравлической эффективности при условии постоянства теплового потока, можно рассматривать соотношение двух параметров: мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя, отнесенной к единице объема аппарата, и тепловой мощности, отнесенной к единице объема и единичной разности температур. Выбор критерия эффективности дает возможность определить оптимальную форму проходного сечения и угол закрутки витых труб.

Заключение

Рассмотрена возможность применения сборок витых труб в целях повышения теплогидравлической эффективности и надежности работы парогенерирующих систем транспортных ЯЭУ. Определение оптимальных геометрических параметров сложных каналов парогенераторов может быть проведено на основе использования методов математического моделирования, что позволяет снизить объем дорогостоящих теплофизических экспериментов.

Проведенные вычислительные эксперименты показали, что в целях улучшения массогабаритных характеристик или повышения теплогидравлической эффективности парогенерирующих систем транспортных ЯЭУ может быть выбрана геометрия плотноупакованного пучка витых труб овального профиля.

Целесообразность дальнейшего развития исследований в области расширения возможнос-

ти применения витых каналов в теплообменных аппаратах с различными средами связана с необходимостью совершенствования тепло-технического оборудования и оптимизации массогабаритных характеристик различных систем транспортных ЯЭУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Митрофанова О. В.** Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. 288 с.
2. **Дзюбенко Б. В., Мякочин А. С.** Теплообмен при вихревой закрутке потока теплоносителя в пучках витых твэлов // Тепловые процессы в технике. 2013. Т. 5. № 5. С. 209–216.
3. **Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П.** Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. 360 с.
4. **Данилов Ю. И., Дзюбенко Б. В., Дрейцер Г. А., Ашмантас Л. А.** Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы / Под ред. чл.-корр. АН СССР В. М. Ивлева. М.: Машиностроение, 1986. 200 с.
5. **Новиков И. И., Скобелкин В. И., Абрамович Г. Н., Клячко Л. А.** Закономерность расхода жидкости в закрученном потоке (эффект максимального расхода закрученного потока жидкости) – открытие № 389 внесено в Гос. реестр открытий 18.10.1990 г. по заявке № ОТ-11080 от 27.02.1985.
6. **Дрейцер Г. А.** Эффективность использования закрутки потока для интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах // Теплоэнергетика. 1997. № 11. С. 61–65.
7. **Webb R. L.** Principles of Enhanced Heat Transfer. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1994. 556 с.
8. **Andrews M. J., Fletcher L. S.** Comparison of several heat transfer enhancement technologies for gas heat exchangers // Journal of Heat Transfer. 1996. V. 118. P. 897–902.

On the possibility of twisted tubes assemblies application in steam generating systems of transport nuclear power installations

O. V. Mitrofanova^{1,2}, O. A. Ivlev¹, A. V. Fedorinov^{1,2}

¹ National Research Center «Kurchatov Institute», Moscow

² National Research Nuclear University MEPhI, Moscow

e-mail: omitr@yandex.ru

Computational analysis proposed in the present work is aimed at heat exchange intensification problems solution, thermal and hydraulic efficiency and reliability enhancement of nuclear power installations. The article considers the possibilities of twisted tube assemblies application in internal devices of steam-generating systems as part of transport nuclear power plants with water-water reactors under pressure. Verification of the computational algorithm based on comparison with experimental data was performed, and analysis of the impact of the passage section geometry and screw-shaped channels twist step on the degree of heat transfer intensification was presented. The performed studies allow extending significantly the application scope of heat exchange channels

with twisted tubes in other heat exchange devices with different media employed in systems, comprising the transport nuclear power installations.

Keywords: vortex flow, the steam generating unit, thermal power efficiency, helicity, vorticity, heat transfer enhancement

REFERENCES

1. **Mitrofanova O. V.** *Gidrodinamika i teploobmen zakruchennykh potokov v kanalakh yaderno-ehnergeticheskikh ustanovok* [Hydrodynamics and heat transfer of swirling flows in the channels of nuclear power plants]. Moscow: FIZMATLIT, 2010. 288 p. In Russ.
2. **Dzyubenko B. V., Myakochin A. S.** *Teplomassoobmen pri vikhrevoj zakrutke potoka teplonositylya v puchkakh vitykh tvelov* [Heat and mass transfer under flow whirlwind swirling of heat carrier in bundles of twisted fuel rods]. *Teplovyie protsessy v tekhnike – Thermal processes in engineering*, 2013, vol. 5, no. 5, pp. 209–216. In Russ.
3. **Kirillov P. L., Yuriev Yu. S., Bobkov V. P.** *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory)* [Handbook of thermohydraulic calculations (nuclear reactors, heat exchangers, steam generators)]. Moscow, Energoatomizdat, 1990. 360 p. In Russ.
4. **Danilov Yu. I., Dzyubenko B. V., Dreitser G. A., Ashmantas L. A.** *Teploobmen i gidrodinamika v kanalakh slozhnoj formy. Pod red. chl.-korr. AN SSSR V. M. Ievleva* [Heat transfer and hydrodynamics in channels of complex shape]. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 200 p. In Russ.
5. **Novikov I. I., Skobelkin V. I., Abramovich G. N., Klyachko L. A.** *Zakonomernost' raskhoda zhidkosti v zakruchennom potoke (ehffekt maksimal'nogo raskhoda zakruchennogo potoka zhidkosti)* [The pattern of flow rate in a swirling flow (the effect of the maximum flow rate of a swirling fluid flow)]. Opening No. 389 was entered in the State Register of Discoveries on October 18, 1990, at the request No. OT-11080 of February 27, 1985.
6. **Dreitser G. A.** The efficiency of flow swirling for augmenting heat transfer in tubular heat-transfer apparatuses. *Thermal Engineering*, 1997, vol. 44, no. 11, pp. 940–945.
7. **Webb R. L.** *Principles of Enhanced Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1994. 556 p.
8. **Andrews M. J., Fletcher L. S.** Comparison of several heat transfer enhancement technologies for gas heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 1996, vol. 118, pp. 897–902.