

УДК 621.039

DOI: [10.26102/2310-6018/2023.43.4.018](https://doi.org/10.26102/2310-6018/2023.43.4.018)

Имитационное моделирование конвекционных процессов в теплообменных аппаратах

Я.В. Чивилев^{1✉}, Д.Г. Скородумов¹, С.В. Яуров¹, М.Ю. Тучков¹, А.Д. Данилов²,
К.Ю. Гусев², Н.Н. Равочкин³

¹Нововоронежская атомная станция, Нововоронеж, Российская Федерация

²Воронежский государственный технический университет, Воронеж,
Российская Федерация

³Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева,
Кемерово, Российская Федерация

Резюме. В статье описывается методика расчета влияния конвекции на теплообмен в теплообменниках (ТО) со спирально-навитыми трубками, а также представлена модель, реализующая данный объект без учета потерь теплоты в атмосферу. Излагается информация о расчетном коде, его теплогидравлических блоках, а также представляются необходимые уравнения для идентификации влияния свободной и вынужденной конвекции на теплообмен в среде динамического моделирования SimInTech. Перед началом исследования была проведена верификация расчетной модели, где относительная погрешность составила 1,3 %, что является допустимым для данной модели. После успешной верификации были выполнены расчеты для ТО в проектных пределах и за его границами, по результатам которых можно сделать вывод о том, что скорость среды, при которой свободная конвекция не оказывает влияния на эффективность теплообменника, где 324 трубки составляет 1,08 м/с, для ТО с 93 трубками – 1,25 м/с. В последующем была разработана рекомендация для использования кожухотрубных теплообменных аппаратов со спирально-навитыми трубками. Согласно этой рекомендации, чтобы гарантировать эффективный теплообмен и минимизировать воздействие свободной и вынужденной конвекции, разработчикам следует стремиться к поддержанию средней скорости течения в трубках теплообменника не менее 1,0 м/с, если же поддержание данной скорости невозможно, то необходимо учитывать данное влияние и правильно располагать теплообменник, чтобы направление вынужденной и свободной конвекции совпадало.

Ключевые слова: конвекция, уравнение, расчетное моделирование, гидравлический канал, объем, температура, расход, средняя скорость, теплообмен.

Для цитирования: Чивилев Я.В., Скородумов Д.Г., Яуров С.В., Тучков М.Ю., Данилов А.Д., Гусев К.Ю., Равочкин Н.Н. Имитационное моделирование конвекционных процессов в теплообменных аппаратах. *Моделирование, оптимизация и информационные технологии*. 2023;11(4). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1404> DOI: 10.26102/2310-6018/2023.43.4.018

Simulation modeling of convection processes in heat exchangers

Ya.V. Chivilev^{1✉}, D.G. Skorodumov¹, S.V. Yaurov¹, M.Yu. Tuchkov¹, A.D. Danilov²,
K.Y. Gusev², N.N. Ravochkin³

¹Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, the Russian Federation

²Voronezh State Technical University, Voronezh, the Russian Federation

³Kuzbass State Technical University named after T.F. Gorbachev, Kemerovo,
the Russian Federation

Abstract. The article describes the method for calculating the influence of convection on heat exchange in heat exchangers (HE) with spirally wound tubes and also presents a model that implements this object ignoring heat losses to the atmosphere. Information about the calculation code, its thermal-hydraulic

blocks is given, and the necessary equations are proposed to identify the influence of free and forced convection on heat transfer in SimInTech dynamic modeling environment. Prior to the study, the calculation model was verified, where the relative error was 1.3 %, which is acceptable for this model. After successful verification, calculations were performed for the heat exchanger within the design limits and beyond its boundaries. Following on from the findings, it can be concluded that the speed of the medium at which free convection does not affect the efficiency of the heat exchanger, where 324 tubes is 1.08 m/s; for TO with 93 tubes is 1.25 m/s. Subsequently, a recommendation was developed for the use of shell-and-tube heat exchangers with spiral wound tubes: in order to guarantee effective heat transfer and minimize the impact of free and forced convection, designers should strive to maintain an average flow velocity in the heat exchanger tubes of at least 1.0 m/s; if it is impossible to maintain the speed, then it is necessary to take into account the influence and correctly position the heat exchanger so that the directions of forced and free convection coincide.

Keywords: convection, equation, computational modeling, hydraulic channel, volume, temperature, flow rate, average velocity, heat transfer.

For citation: Chivilev Ya.V., Skorodumov D.G., Yaurov S.V., Tuchkov M.Yu., Danilov A.D., Gusev K.Yu., Ravochkin N.N. Simulation modeling of convection processes in heat exchangers. *Modeling, Optimization and Information Technology*. 2023;11(4). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1404> DOI: 10.26102/2310-6018/2023.43.4.018 (In Russ.).

Введение

В настоящее время теплообменные аппараты используются в широком спектре приложений в различных отраслях промышленности, включая нефтегазовую, энергетическую, химическую и др. Однако процессы, сопровождающие теплообмен, могут сильно зависеть от потоков, особенно конвективных, при малых скоростях, что делает необходимым разработку инструментов для точного расчета и анализа этих потоков. Это особенно важно при проектировании новых аппаратов или оптимизации производственных процессов существующих устройств. Таким образом, разработка точных расчетных методов, основанных на теории конвективных потоков, является актуальной и важной проблемой, которая имеет потенциал для создания эффективных и практичных теплообменных аппаратов.

Цель работы заключается в создании расчетной модели для исследования влияния конвекционных процессов в теплообменных аппаратах со спирально навитыми трубками в отечественном расчетном коде SimInTech и формулировании рекомендации по оптимальному поддержанию минимальной средней скорости потока в трубках, а также правильному размещению входов и выходов среды в теплообменниках. В данной статье моделируется и сравнивается 2 теплообменника с разным количеством трубок.

Проблема заключается в том, что в теплообменных аппаратах конвекционные потоки могут существенно влиять на процессы массообмена и теплообмена. Они могут быть вызваны естественной конвекцией или вынужденной конвекцией. Естественная конвекция происходит под воздействием разности температур. Вынужденная конвекция возникает из-за наличия источника тепла или других внешних факторов (например, используемых насосов). При прохождении через теплообменный аппарат потоки жидкости или газа могут оказать влияние на распределение температур и концентраций веществ внутри аппарата, что, в свою очередь, может вести к изменению теплообмена.

В некоторых случаях конвективные потоки могут привести к существенным нарушениям теплообменных процессов, таким как образование зон с высокой интенсивностью теплообмена или наоборот – образование зон с низкой интенсивностью теплообмена. Вследствие этого расчет и анализ конвективных потоков в теплообменниках является важным и сложным этапом в проектировании и оптимизации производства теплообменных устройств [1].

Актуальность данной работы обусловлена тем, что на данный момент отсутствуют расчетные модели, которые вычисляют влияние конвекционных процессов на теплообмен в спирально-навитых теплообменниках.

Материалы и методы

В рамках данной работы была создана расчетная модель для исследования влияния конвекционных потоков в теплообменниках со спирально навитыми трубками, с использованием программного комплекса SimInTech, выполнена верификация модели на проектных данных кожухотрубных теплообменников системы продувки и дренажей парогенераторов и системы продувки-подпитки первого контура энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2, проведен расчет эффективности влияния свободной и вынужденной конвекции на теплообмен при различных расходах среды в трубках, разработана рекомендация по оптимальному поддержанию минимальной средней скорости потока в трубках.

Для того, чтобы было возможно рассчитать зависимость тепло- и массообмена в теплообменнике от конвективных потоков, необходимо решить задачу о движении жидкости внутри аппарата. Расчет такой задачи требует применения специальных математических методов, например, метода конечных элементов или метода конечных объемов, который может быть использован в связке с соответствующим программным обеспечением, таким как SimInTech.

Для создания расчетной модели на платформе SimInTech, используется код HS. HS теплогидравлика – это код, относящийся к классу однокомпонентных и одномерных теплогидравлических программ. Он используется для моделирования динамических процессов в гидравлических контурах любой конфигурации с учетом характеристик штатного оборудования при условии пренебрежения распределением параметров теплоносителя в направлениях перпендикулярных потоку.

Перед началом инженерного анализа была создана расчетная модель, изображенная на Рисунке 1. Она состоит из двух каналов, двух граничных узлов, подпитки и теплового элемента.



Рисунок 1 – Расчетная модель теплообменника в SimInTech

Figure 1 – Calculation model of heat exchanger in SimInTech

Красный канал представляет собой трубное пространство (змеевик), в свойствах которого заложена его геометрия. Синий канал определяется как межтрубное

пространство. Тепловой элемент необходим для создания теплообмена между двумя каналами. Зная количество витков, площадь теплообмена, общую длину труб, диаметр труб и их количество, нам необходимо вычислить средний диаметр змеевика, среднюю длину трубы и высоту змеевика:

$$L_{\text{ср}} = \frac{L_{\text{общ}}}{N} \quad (1)$$

$$D_{\text{ср}} = \frac{L_{\text{ср}}}{\pi \cdot n} \quad (2)$$

$$H = t \cdot n, \quad (3)$$

где $L_{\text{ср}}$ – средняя длина трубы в змеевике; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр змеевика; n – число витков змеевика; $L_{\text{общ}}$ – общая длина труб в змеевике; N – количество труб в змеевике; H – высота змеевика; t – шаг по вертикали (считается $1,5 \cdot d_{\text{труб}}$).

Каждый канал содержит более 100 элементарных объемов, которые представляют собой камеры идеального смешения. Это означает, что параметры рабочего тела внутри объема не имеют пространственного распределения, и состояние рабочего тела характеризуется только единственным значением давления и энтальпии [2].

Такой метод моделирования позволяет получать значения параметров рабочего тела в масштабах всего трубопровода. Соответствующий результат достигается благодаря условному каналу, разбиваемому на несколько элементарных объемов. Это дает возможность контролировать параметры в разных точках длины канала, таких как давление, энтальпия, температура и концентрация пассивных примесей.

При расчете количества параметров, связанных с границами объемов (например, расход, скорость течения, потери давления и т. д.), необходимо учитывать число границ между контрольными объемами вдоль всего канала. Расчет также проводится для внешних границ крайних ячеек – первый элемент канала соединен с входным узлом, а последний элемент – с выходным.

Следовательно, если канал содержит N контрольных объемов, то количество параметров, рассчитываемых для границ ячеек, будет состоять из $N+1$ элементов [3, 4]. Например, для канала, состоящего из трех ячеек, массив давлений будет содержать три элемента, в то время как массив расходов будет содержать четыре элемента. Схема модели канала представлена на Рисунке 2.

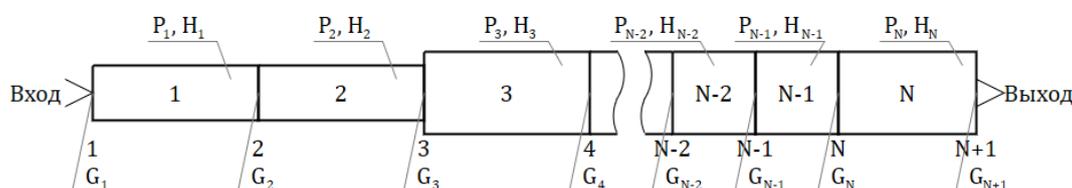


Рисунок 2 – Схема модели канала
Figure 2 – Diagram of the channel model

На схеме изображены основные компоненты канала, к которым относятся:

1. G_N – массив расходов (на каждой границе между объемами);
2. P_N – давление в каждом элементарном объеме;
3. H_N – энтальпия в каждом элементарном объеме.

Затем, в скрипте проекта задавались параметры расчета: области течения (вся внутренняя геометрия трубного и межтрубного пространства, где происходит изменение

температур, задаются ее начальные условия), материал теплообменника, учет всех гидравлических потерь (потери на местное сопротивление, нивелирные потери и т. д.).

Исходные данные рассчитываются интерполяционным методом по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара. Расчет теплообмена в спирально-навитом теплообменнике является сложной задачей, требующей учета множества факторов и параметров. В качестве основной методики использовано следующее решение, основанное на 6 основных пунктах:

1. Расчет геометрических параметров спирального теплообменника.
2. Определение теплопередающей способности.
3. Расчет коэффициента теплопередачи.
4. Расчет теплового потока.
5. Расчет гидравлического сопротивления.
6. Анализ результатов и оптимизация работы теплообменника.

При расчете коэффициента теплопередачи необходимо учитывать тот факт, что с каждым последующим слоем змеевика происходит увеличение площади поверхности, которая участвует в процессе теплообмена. На первый взгляд, это может показаться идеальным условием для повышения эффективности теплообмена. Однако в этом случае следует учитывать влияние гидравлического сопротивления на процесс теплообмена. Увеличение числа слоев змеевика приводит к увеличению сопротивления внутри трубок. Это, в свою очередь, может уменьшить эффективность теплообмена.

Для идентификации влияния свободной и вынужденной конвекции на теплообмен в каналах использовалось одномерное уравнение сохранения массы для канала с переменным поперечным сечением:

$$\frac{\partial(\rho \cdot S)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho \cdot S \cdot V)}{\partial x} = 0. \quad (4)$$

Заменяя скорость на массовый расход, а производную плотности по времени расписывая через частные производные плотности по давлению и по энтальпии, приходим к следующему виду уравнения:

$$\left(\left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_h \cdot \frac{\partial P}{\partial \tau} \right) + \left(\left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_P \cdot \frac{\partial h}{\partial \tau} \right) + \left(\frac{\rho}{S} \cdot \frac{\partial S}{\partial \tau} \right) + \left(\frac{1}{S} \cdot \frac{\partial G}{\partial x} \right) = 0. \quad (5)$$

В результате интегрирования уравнения (5) по длине контрольного объема получаем уравнение сохранения массы в следующем виде:

$$\left(\left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_h + \frac{\rho}{S} \cdot \frac{\partial S}{\partial P} \right) \cdot \frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{1}{V} \cdot [G_j - G_{j+1}] - \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_P \cdot \frac{\partial h}{\partial \tau}. \quad (6)$$

Исходное дифференциальное уравнение сохранения энергии для элементарного объема имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \cdot \left(\varepsilon + \frac{V^2}{2} \right) + (\vec{V} \cdot \nabla) \cdot \left(\varepsilon + \frac{V^2}{2} \right) = -\frac{1}{\rho} \cdot \text{div}(P \cdot \vec{V}) + \frac{Q}{\rho} + \frac{F \cdot \vec{V}}{\rho} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{div}(\vec{W}). \quad (7)$$

Переходя в (7) от удельной внутренней энергии к удельной энтальпии, переходя от скоростей к массовому расходу, заменяя производную плотности по времени согласно уравнению сохранения массы и представляя тепловой поток в виде продольной и поперечной составляющих, получим уравнение сохранения энергии в следующем виде:

$$\rho \cdot \frac{\partial h}{\partial \tau} + \frac{G}{S} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} - \left(\frac{\partial P}{\partial \tau} + V \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) = Q - \left(\frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{\partial W_y}{\partial y} \right). \quad (8)$$

Интегрируя уравнение (8) по длине контрольного объема, получаем уравнение сохранения энергии в следующем виде:

$$\begin{aligned} \rho \cdot V \cdot \frac{\partial h}{\partial \tau} = & V \cdot \frac{\partial P}{\partial \tau} + G_j \cdot w_j \cdot (h_{j-1} - h_j) - G_{j+1} \cdot (1 - w_{j+1}) \cdot (h_{j+1} - h_j) \\ & + \left(\frac{G_j}{\rho} \cdot w_j \cdot (P_j - P_{j-1}) + \frac{G_{j+1}}{\rho} \cdot (1 - w_{j+1}) \cdot (P_{j+1} - P_j) \right) + Q_v \\ & + Q_{ax} + Q_{wall}, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_h$ – частная производная плотности жидкости по давлению при постоянной энтальпии; $\left(\frac{\partial \rho}{\partial h}\right)_P$ – частная производная плотности жидкости по энтальпии при постоянном давлении. ρ – плотность жидкости; V – объем расчетной ячейки; S – площадь проходного сечения канала; G_j – массовый расход жидкости в левой гидравлической связи; G_{j+1} – массовый расход жидкости в правой гидравлической связи; $\frac{\partial S}{\partial P}$ – приведенная характеристика жесткости стенок канала (частная производная площади поперечного сечения по давлению жидкости); τ – время; Q_v – объемное энерговыделение; Q_{ax} – осевой тепловой поток; Q_{wall} – тепловой поток на стенке канала; w_j – весовой множитель; h – удельная энтальпия жидкости; P_j – давление жидкости в ячейке; ε – удельная внутренняя энергия, F – массовая сила; W – вектор плотности теплового потока, выходящего из рассматриваемого объема.

На основе уравнений теплового баланса и гидродинамики потока в теплообменнике выведены уравнения, описывающие изменения физических параметров процесса (температуры и давления) по длине змеевика:

$$\frac{\partial T(x)}{\partial x} = \frac{\varphi K_T(x) d_s}{Q C_p(x)} [T_s(x) - T(x)] \quad (10)$$

$$\frac{\partial P(x)}{\partial x} = -\varphi_2 \frac{P_0}{d^4 T_0} \left(\frac{\lambda_T}{d} + \frac{\xi}{L_1} \right) \frac{Q^3 T(x)}{M_{\text{вод}} P(x)}, \quad (11)$$

где $\varphi_2 = 1,405 \cdot 10^{-11}$ – коэффициент пересчета; φ – коэффициент неравномерности обогрева труб змеевика; $K_T(x)$ – коэффициент теплоотдачи от стенки змеевика к движущемуся потоку, Вт/(м²·ч·град); d_s – наружный диаметр змеевика, м; $C_p(x)$ – теплоемкость среды, кДж/(кг·град); λ_T – коэффициент гидравлического трения потока о стенки змеевика; ξ – коэффициент местного сопротивления одного калача (изгиба) змеевика; L_1 – суммарная длина одной трубы змеевика и калача, м; $T_s(x)$ – температура стенки змеевика, К; d – диаметр змеевика, м; Q – расходы среды в змеевике м³/ч; $M_{\text{вод}}$ – молярная масса воды кг/моль.

Для верификации полученных расчетных данных была взята за основу проектная документация регенеративного теплообменника (РТО) системы продувки и дренажей парогенераторов энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2. РТО представляет собой аппарат вертикального типа. Он состоит из двух съемных крышек, корпуса, патрубков, опор, строповых устройств, цилиндрических многозаходных змеевиков, расположенных внутри корпуса между двумя трубными решетками [5, 6]. Эти данные были использованы в качестве основы для проверки достоверности расчетов.

В Таблице 1 представлены значения температуры на входе/ выходе РТО в случаях противоположного и однонаправленного воздействия вынужденного и свободного движения среды для различных расходов среды.

Таблица 1 – Численные значения температуры на входе / выходе РТО при различных направлениях среды

Table 1 – Numerical values of the temperature at the inlet / outlet of the RTO at different directions of the medium

Направления потока	Параметр	Экспериментальные данные			Расчетные данные		
Противоположные	Расход продувки на входе в РТО, т/ч	148,2	60,0	140,0	148,2	60,0	140,0
	Температура на входе в РТО охлаждаемой среды из ПГ, °С	281,2	280,0	285,0	281,2	280,0	285,0
	Температура на выходе из РТО охлаждаемой среды из ПГ на спецводоочистку, °С	144,4	205,0	155,0	145,6	201,6	156,1
	Температура на входе в РТО охлаждающей среды от спецводоочистки в ПГ, °С	62,1	60,0	50,0	62,1	60,0	50,0
	Температура на выходе из РТО охлаждающей среды от спецводоочистки в ПГ, °С	212,1	156,0	200,0	214,1	155,1	195,0
Однонаправленные	Расход продувки на входе в РТО, т/ч	165,6	64,1	140,0	165,6	64,1	140,0
	Температура на входе в РТО охлаждаемой среды из ПГ, °С	281,0	280,0	285,0	281,2	280,0	285,0
	Температура на выходе из РТО охлаждаемой среды из ПГ на спецводоочистку, °С	95,0	116,8	102,0	97,1	114,2	104,3
	Температура на входе в РТО охлаждающей среды от спецводоочистки в ПГ, °С	46,7	32,9	50,0	47,0	33,0	50,0
	Температура на выходе из РТО охлаждающей среды в ПГ, °С	241,0	205,4	241,0	241,0	204,4	238,0

На данном этапе была проведена проверка результатов расчетов с использованием экспериментальных данных. Погрешность расчетов составила 1,3 %, что допускается в установленных пределах для расчетной модели, которые равны 3 %. В результате верификации была подтверждена корректность расчетов и полученных результатов, что дает уверенность в достоверности исследования.

Результаты

Исследование производилось на двух теплообменниках, которые отличались конструктивными особенностями, а именно количеством применяемых трубок [7, 8]. В ТО системы продувки и дренажей парогенераторов количество трубок составляло 324 штуки, и изменение объемного расхода на 5 м³/ч вызывало изменение скорости потока на 0,028 м/с. В то время как в теплообменнике системы продувки-подпитки первого контура, где было установлено 93 трубки, изменение объемного расхода на 5 м³/ч вызывало изменение скорости потока на 0,17 м/с. Это важный факт, который необходимо учитывать при проектировании теплообменника в переходных режимах системы. Необдуманные изменения объемного расхода могут привести к отклонению от

проектных значений более чем на 60 %. Такое утверждение можно сделать, посмотрев на график отклонения температуры от проектного значения на выходе из РТО в зависимости от скорости потока в системе продувки и дренажей парогенераторов, представленный на Рисунке 4.

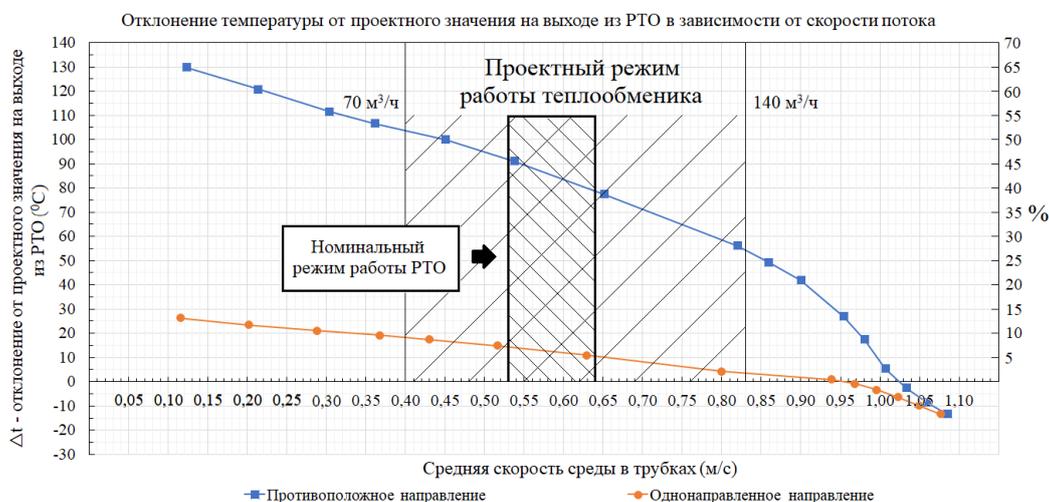


Рисунок 4 – Отклонение температуры от проектного значения на выходе из РТО в зависимости от скорости потока в системе продувки и дренажей ПГ

Figure 4 – Temperature deviation from the design value at the outlet of the RTO depending on the flow rate in the purge and drainage system of the PG

Под номинальным режимом работы теплообменника понимается оптимальный режим работы оборудования, при котором оно может наиболее эффективно функционировать на протяжении неограниченного времени.

Проектный режим работы РТО определяет максимально и минимально допустимые параметры теплообменника, при которых он способен обеспечивать надлежащую производительность [9, 10].

Исходя из графика, представленного на Рисунке 5, для системы продувки-подпитки первого контура, можно сделать вывод о том, что при достижении скорости потока в 1,25 м/с свободная конвекция не оказывает заметного влияния на процесс теплообмена.

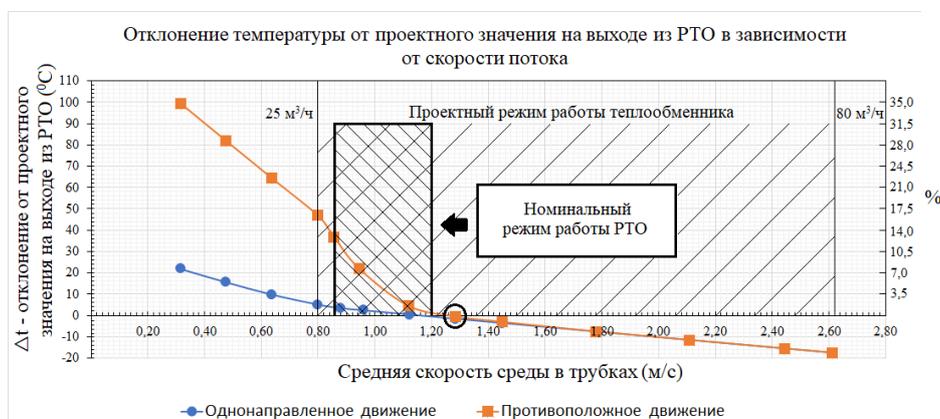


Рисунок 5 – Отклонение температуры от проектного значения на выходе из РТО в зависимости от скорости потока в системе продувки-подпитки первого контура

Figure 5 – Temperature deviation from the design value at the outlet of the RTO depending on the flow rate in the purge-recharge system of the primary circuit

Полученные результаты расчета позволяют сделать вывод о том, что скорость среды, при которой свободная и вынужденная конвекция не оказывает влияния на эффективность теплообменника, для системы продувки и дренажей парогенераторов составляет 1,08 м/с, а для системы продувки-подпитки первого контура 1,25 м/с. Минимально допустимая средняя скорость в трубках теплообменника, при которой воздействие свободной и вынужденной конвекции не играет значимой роли в теплообмене для двух систем, одинакова и составляет 1,0 м/с.

Заключение

Таким образом, разработанный в данной работе расчетный метод является эффективным инструментом для прогнозирования эффективности работы теплообменных устройств. Метод основан на математическом моделировании и возможностях компьютерного анализа, что позволяет значительно повысить точность расчетов и изучить различные варианты проектирования. Применение данного метода в промышленности может помочь улучшить работу различных теплообменных аппаратов и повысить их эффективность, что может обеспечить экономию материальных ресурсов и значительный экономический эффект.

По результатам расчетов определена минимально допустимая скорость среды внутри трубок теплообменных аппаратов, при которой влияние свободной и вынужденной конвекции на эффективность теплообменника минимальна (1 м/с).

Благодаря полученным данным предложена рекомендация для разработчиков технологических схем, включающих в себя кожухотрубные теплообменные аппараты со спирально навитыми трубками – в случаях, когда скорость среды не превышает 1 м/с, необходимо учитывать влияние свободной и вынужденной конвекции на эффективность теплообменного оборудования, чем ниже скорость, тем ниже эффективность, поэтому важно тщательно рассчитывать режимы работы системы, чтобы достичь максимального уровня эффективности.

Соблюдение данной рекомендации позволит повысить эффективность теплообменного оборудования, а значит, эффективность всей системы в целом.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Гортышов Ю.Ф. *Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования*. Казань: Изд-во КГТУ; 2009. 530 с.
2. Хабаров С.П., Шилкина М.Л. *Основы моделирования технических систем. Среда SimInTech. Учебное пособие*. 1-е изд. СПб.: Лань; 2022. 120 с.
3. Щекатуров А.М., Корсаков А.Р. *Методика моделирования динамики паротурбинной установки. Среда SimInTech. Учебное пособие*. 1-е изд. М.: ДКМ Пресс; 2022. 242 с.
4. Ляшенко А.И., Маслова Н.В., Вент Д.П. *Основы моделирования в SimInTech. Методическое пособие*. Новомосковск: Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева, Новомосковский институт; 2018. 42 с.
5. Яуров С.В., Галиев К.Ф., Боровой А.В., Вольнов А.С. Опыт ввода в эксплуатацию системы продувки парогенераторов проекта АЭС-2006 (РУ В-392М). *Известия ВУЗов. Ядерная энергетика*. 2017;3:151–161.
6. Яуров С.В., Боровой А.В., Данилов А.Д. Математическое моделирование гидравлических процессов в коллекторной схеме объединения трубопроводов системы продувки парогенераторов энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2. *Известия ВУЗов. Ядерная энергетика*. 2021;3:134–145.

7. Трунов Н.Б., Логвинов С.А., Драгунов Ю.Г. *Гидродинамические и теплохимические процессы в парогенераторах АЭС с ВВЭР*. 1-е изд. М.: Энергоатомиздат; 2001. 316 с.
8. Лукаевич Б.И., Трунов Н.Б., Драгунов Ю.Г., Давиденко С.Е. *Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций*. 1-е изд. М.: Академкнига; 2004. 391 с.
9. Жуков А.В., Сорокин А.П., Свириденко Е.Я., Худаско В.В. *Экспериментальное и расчетное моделирование теплогидравлики теплообменных аппаратов ЯЭУ*. 1-е изд. Обнинск: ИАТЭ; 2002. 80 с.
10. Щелик С.В., Шестаков Н.Б., Богомолов И.Н. *Выбор и оптимизация режима продувки парогенераторов Калининской АЭС*. Сб. тр. ФГУП ОКБ «Гидропресс». 1-е изд. Подольск; 2006. 45 с.

REFERENCES

1. Gortyshov Yu.F. *Thermohydraulic efficiency of promising methods for intensifying heat transfer in the channels of heat exchange equipment*. Kazan, Publishing house KSTU; 2009. 530 p. (In Russ.).
2. Khabarov S.P., Shilkina M.L. *Fundamentals of modeling technical systems. SimInTech Environment. Tutorial*. 1st ed. St. Petersburg: Lan'; 2022. 120 p.
3. Shchekaturov A.M., Korsakov A.R. *Technique for modeling the dynamics of a steam turbine plant. SimInTech Environment. Tutorial*. 1st ed. Moscow, DKM Press; 2022. 242 p.
4. Lyashenko A.I., Maslova N.V., Vent D.P. *Basics of modeling in SimInTech. Toolkit*. Novomoskovsk, Russian University of Chemical Technology D.I. Mendeleev, Novomoskovsk Institute; 2018. 42 p.
5. Yaurov S.V., Galiev K.F., Borovoy A.V., Volnov A.S. Experience of commissioning the AES-2006 design (V-392M Reactor Plant) steam generator blowdown system. *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika*. 2017;3:151–161. (In Russ.).
6. Yaurov S.V., Borovoy A.V., Danilov A.D. Mathematical modeling of hydraulic processes in the collector scheme of connection of pipelines of the steam generator purge system of the Novovoronezh NPP-2 power unit №. 1. *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika*. 2021;3:134–145. (In Russ.).
7. Trunov N.B., Logvinov S.A., Dragunov Yu.G. *Hydrodynamic and thermochemical processes in steam generators of nuclear power plants with VVER*. 1st ed. Moscow, Energoatomizdat; 2001. 318 p. (In Russ.).
8. Lukasevich B.I., Trunov N.B., Dragunov Yu.G., Davidenko S.E. *Steam generators of VVER reactor plants for nuclear power plants*. 1st ed. Moscow, Akademkniga; 2004. 391 p. (In Russ.).
9. Zhukov A.V., Sorokin A.P., Sviridenko E.Ya., Khudasko V.V. *Experimental and computational modeling of thermal hydraulics of NPP heat exchangers*. 1st ed. Obninsk, IATJe; 2002. 80 p. (In Russ.).
10. Shchelik S.V., Shestakov N.B., Bogomolov I.N. *Selection and optimization of the purge mode of the Kalinin NPP steam generators*. Sat. tr. Federal State Unitary Enterprise OKB “Gidropress”. 1st ed. Podolsk; 2006. 45 p. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Чивилев Ярослав Викторович, оператор реакторного отделения 8 р., Нововоронежская атомная станция, Нововоронеж, Российская Федерация.
e-mail: yaroslavchivilev@yandex.ru

Yaroslav V. Chivilev, 8th Category Operator at the Reactor Department, Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, the Russian Federation.

Скородумов Даниил Геннадьевич, оператор спецводоочистки 8 р., Нововоронежская атомная станция, Нововоронеж, Российская Федерация.
e-mail: skorodumovdg@gmail.com

Daniil G. Skorodumov, 8th Category Special Water Purification Operator, Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, the Russian Federation.

Яуров Сергей Васильевич, главный технолог, Нововоронежская атомная станция, Нововоронеж, Российская Федерация.
e-mail: yaurovsv@nvnpp1.rosenergoatom.ru

Sergey V. Yaurov, Chief Technologist, Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, the Russian Federation.

Тучков Максим Юрьевич, старший начальник смены АЭС НВАЭС-2, Нововоронежская атомная станция, Нововоронеж, Российская Федерация.

Maksim Y. Tuchkov, Senior Shift Supervisor at NVNPP-2, Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, the Russian Federation.

Данилов Александр Дмитриевич, доктор технических наук, профессор, Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Российская Федерация.
e-mail: danilov-ad@yandex.ru
ORCID: [0000-0002-1534-5285](https://orcid.org/0000-0002-1534-5285)

Aleksandr D. Danilov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Voronezh State Technical University, Voronezh, the Russian Federation.

Гусев Константин Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Российская Федерация.
e-mail: gusev_konstantin@mail.ru
ORCID: [0000-0002-0517-5737](https://orcid.org/0000-0002-0517-5737)

Konstantin Y. Gusev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Voronezh State Technical University, Voronezh, the Russian Federation.

Равочкин Никита Николаевич, доктор философских наук, доцент, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, Кемерово, Российская Федерация.
e-mail: nickravochkin@mail.ru
ORCID: [0000-0003-1247-8231](https://orcid.org/0000-0003-1247-8231)

Nikita N. Ravochkin, Doctor of Philosophy, Associate Professor, Kuzbass State Technical University named after T.F. Gorbachev, Kemerovo, the Russian Federation.

Статья поступила в редакцию 15.06.2023; одобрена после рецензирования 02.10.2023; принята к публикации 30.11.2023.

The article was submitted 15.06.2023; approved after reviewing 02.10.2023; accepted for publication 30.11.2023.