

УДК 51-74

DOI: [10.26102/2310-6018/2023.42.3.019](https://doi.org/10.26102/2310-6018/2023.42.3.019)

Математическое моделирование течения теплоносителя в сопле Вентури при высоких параметрах среды методом конечных элементов

С.В. Яуров^{1✉}, А.Д. Данилов¹, К.Ю. Гусев¹, Д.Г. Скородумов²

¹*Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Российская Федерация*

²*«Концерн Росэнергоатом» «Нововоронежская атомная станция», Нововоронеж, Российская Федерация*

Резюме. Сопла Вентури нашли достаточно широкое применение в различных отраслях промышленности. В работе рассмотрена конструкция, режимы работы базового ограничителя течи, выполненного в форме ассиметричного сопла Вентури, одной из технологических систем первого контура энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2 (проект АЭС-2006). Представлены методики для моделирования в программно-техническом комплексе ANSYS CFX с использованием метода конечных элементов, режимов работы устройства для оценки его результативности в аварийном режиме и режиме нормальной эксплуатации. Приведены результаты теплогидравлических расчетов стационарного режима работы вставки-ограничителя течи, выполнено сравнение с результатами по базовым расчетным методикам. Сложность выполняемой задачи заключается в том, что в трубопроводе, на котором установлен ограничитель течи, теплоноситель имеет температуру, значительно превышающую температуру насыщения, соответствующую давлению среды, в которую происходит истечение при разрыве трубопровода. Участок цилиндрической горловины минимального сечения обеспечивает вскипание жидкости в пределах своей длины, что приводит к частичному самозапираанию потока вытекающего теплоносителя из-за установления критического режима истечения, то есть, по существу, речь идет о решении задачи течения двухфазной среды.

Ключевые слова: вставка-ограничитель течи, сопло Вентури, модернизация, продувка, разрыв трубопровода, течь теплоносителя, метод конечных элементов.

Для цитирования: Яуров С.В., Данилов А.Д., Гусев К.Ю., Скородумов Д.Г. Математическое моделирование течения теплоносителя в сопле Вентури при высоких параметрах среды методом конечных элементов. *Моделирование, оптимизация и информационные технологии.* 2023;11(3). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1372> DOI: 10.26102/2310-6018/2023.42.3.019

Mathematical modeling of the coolant flow in a Venturi nozzle at high medium parameters by means of the finite element method

S.V. Yaurov^{1✉}, A.D. Danilov¹, K.Y. Gusev¹, D.G. Skorodumov²

¹*Voronezh State Technical University, Voronezh, the Russian Federation*

²*The Branch of the Rosenergoatom, JSC Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, the Russian Federation*

Abstract. Venturi nozzles have found quite wide application in various industries. The paper considers the design and operating modes of the basic leak limiter made in the form of an asymmetric Venturi nozzle which is one of the technological systems of the first circuit of the Novovoronezh NPP-2 power unit No. 1 (NPP-2006 project). Methods for modeling in the ANSYS CFX software and hardware complex using the finite element method and operating modes of the device to assess its effectiveness in emergency mode and normal operation mode are presented. The results of thermohydraulic

calculations of the stationary operation mode of the leak limiter insert are given, comparison with the results according to basic calculation methods is performed. The complexity of the task being performed lies in the fact that the leak limiter is installed on the pipeline where the coolant has a temperature significantly higher than the saturation temperature consistent with the pressure of the medium into which the leakage occurs when the pipeline breaks. The section of the cylindrical neck of the minimum cross-section provides boiling of the liquid within its length, which leads to partial self-locking of the leaking coolant flow because of enabling a critical flow mode; in essence, this refers to the solution to the problem of a two-phase medium flow.

Keywords: leak limiter insert, Venturi nozzle, modernization, purge, pipeline rupture, coolant leak, finite element method.

For citation: Yaurov S.V., Skorodumov D.G., Danilov A.D., Gusev K.Yu. Mathematical modeling of the coolant flow in a Venturi nozzle at high medium parameters by means of the finite element method. *Modeling, Optimization and Information Technology*. 2023;11(3). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1372> DOI: 10.26102/2310-6018/2023.42.3.019 (In Russ.).

Введение

Сопла Вентури широко используются в различных отраслях промышленности. Например, сопло Вентури используется для измерения расхода жидкостей, пара и газов при перепадах давления ниже критических значений и при стационарном характере потока. Также подобные сопла применяются в качестве вставок ограничителей течи (далее ВОТ) в трубопроводах с высокими параметрами среды. ВОТ предназначены для ограничения утечки жидкости в аварийных режимах при возникновении неплотности (разрыва трубопровода) в замкнутом контуре под давлением, с целью дополнительного сокращения массового расхода и увеличения времени истечения теплоносителя.

В работе рассмотрены конструкция, режимы работы ограничителя течи системы продувки-подпитки первого контура энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2 (проект АЭС-2006). В данном случае ограничители течи выполняют пассивную функцию ограничения истечения теплоносителя первого контура в гипотетических случаях разрывов трубопроводов, связанных с первым контуром, с целью ограничения потери теплоносителя.

Основная цель работы заключается в разработке 3D модели ограничителя течи с последующим моделированием методом конечных элементов режимов работы ограничителей, применении методики для моделирования в программно-техническом комплексе ANSYS CFX режимов работы устройства для оценки его результативности в аварийном режиме и режиме нормальной эксплуатации.

Конечная цель сводится к оценке результатов полученных расчетов (массовый расход течи при разрыве трубопроводов) с результатами по базовым расчетным методикам.

Учитывая параметры среды, при которых требуется оценить эффективность ограничителей течи (давление 16,2 МПа, температура среды 298 °С), стендовое (экспериментальное) моделирование является весьма трудоемким процессом. Расчетное моделирование и прогнозирование режимов работы, подбор необходимых характеристик ограничителя носят актуальный характер.

ВОТ для труб представляют собой точеную деталь (Рисунок 1), в которой проточная часть выполнена в виде ассиметричного сопла Вентури с цилиндрическими частями по концам сопла. Сопло ВОТ по направлению потока среды при НЭ имеет сужающую часть (конфузор) с закругленным по радиусу профилем, цилиндрическую горловину и расширяющуюся часть (диффузор) в виде конуса с углом раскрытия 12°.

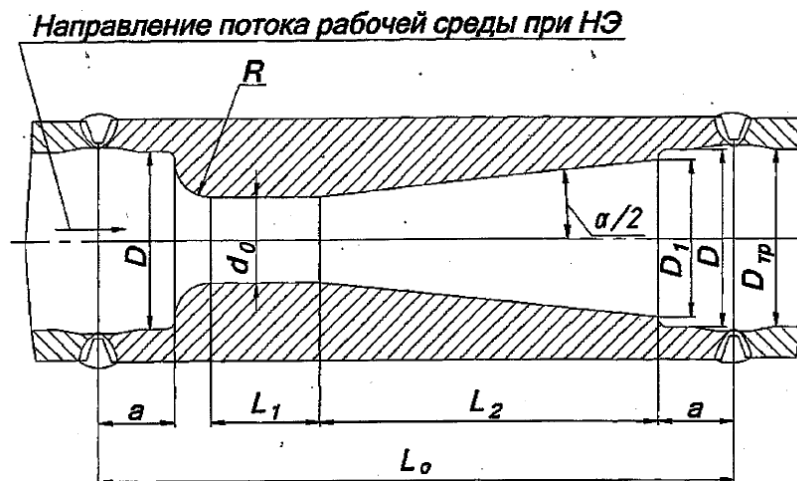


Рисунок 1 – Расчетно-конструктивная схема БОТ
Figure 1 – Design and construction scheme of insert-leak limiter

Согласно авторскому свидетельству [1], в аварийном режиме при нарушении герметичности первого контура, так как теплоноситель имеет температуру, значительно превышающую температуру насыщения, соответствующую давлению среды, в которую происходит истечение, участок цилиндрической горловины минимального сечения обеспечивает вскипание жидкости в пределах своей длины, что приводит к частичному самозапираанию потока вытекающего теплоносителя из-за установления критического режима истечения.

В режиме нормальной эксплуатации БОТ не препятствует нормальному функционированию трубопровода и не создает чрезмерно большой перепад давления при наиболее неблагоприятных параметрах рабочей среды.

Материалы и методы

Перед изготовлением устройств на предприятии для оценки эффективности базовой конструкции ограничителей течи для режима нормальной эксплуатации и для случая с разрывом трубопровода проводились теплогидравлические расчеты на основе зависимостей, представленных в [2-12].

Базовая расчетная методика. Для режима нормальной эксплуатации в общем случае потеря давления на БОТ определяется по формуле:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho_0 \cdot W_0^2}{2}, \quad (1)$$

где ρ_0 – плотность среды на входе, кг/м³; W_0 – скорость потока, м/с; ξ – коэффициент сопротивления БОТ.

Скорость потока определяется по формуле:

$$W_0 = \frac{G}{\rho_0 \cdot F_0}, \quad (2)$$

где $F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$ – площадь сечения, м²; G – расход, кг/с.

Коэффициент сопротивления БОТ ξ включает коэффициенты сопротивления входного конфузора, цилиндрического участка горловины, диффузора и внезапного расширения:

$$\xi = \xi_{вх} + \xi_{цил} + \xi_{диф} + \xi_{расш}. \quad (3)$$

Коэффициент сопротивления входа (конфузор) определяется по формуле:

$$\xi_{\text{вх}} = \xi' \cdot \left(1 - \left(\frac{d_0}{D_{\text{тр}}}\right)^2\right), \quad (4)$$

где $\xi' = 0,03 + 0,47 \cdot \exp\left(-17,73 \cdot \frac{R}{d_0}\right)$.

Сопротивление цилиндрического участка определяется по формуле для трубы:

$$\xi_{\text{цил}} = \lambda \cdot \frac{L_1}{d_0}, \quad (5)$$

где λ – линейный коэффициент сопротивления трения. Для гидравлически гладких труб при числе Рейнольдса ($Re > 4000$) определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,64)^2}. \quad (6)$$

Формула применяется для развитого турбулентного течения и носит название Филоненко-Альтшуля [4].

Коэффициент сопротивления диффузора $\xi_{\text{диф}}$ условно делится на коэффициент сопротивления расширения $\xi_{\text{диф.расш.}}$ и коэффициент сопротивления трения $\xi_{\text{диф.тр.}}$, которые соответственно определяются по формулам:

$$\xi_{\text{диф.расш.}} = 3,2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sqrt[4]{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_1}\right)^2, \quad (7)$$

$$\xi_{\text{диф.тр.}} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_1}\right)^2, \quad (8)$$

где $n_1 = \frac{F_1}{F_0} = \left(\frac{D_1}{d_0}\right)^2$.

Коэффициент сопротивления при внезапном расширении за диффузором определяется по формуле:

$$\xi_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{F_1}{F_{\text{тр}}}\right)^2 \cdot \left(\frac{d_0}{D_1}\right)^4. \quad (9)$$

Потеря давления ВОТ, размещенной на трубопроводе продувки теплоносителя, составила 0,033 МПа.

Для случая с разрывом трубопровода удельный критический расход при давлении $P > 10$ МПа определяется по формуле:

$$(\rho W)_{\text{кр}} = \mu \cdot \rho \cdot \sqrt{2 \cdot V_0 \cdot (P_0 - P_s)}, \quad (10)$$

где μ – коэффициент расхода (безразмерная величина); ρ – плотность среды, кг/м³; V_0 – удельный объем, м³/кг; P_0 – давление перед вставкой, МПа; P_s – давление насыщения при температуре t_0 , МПа.

Коэффициент расхода μ для вставки определяется по формуле:

$$\mu = \mu_0 + 1,2673 \cdot (\mu_{2,5} - \mu_0) \cdot (L/d)^{0,3295} \cdot \exp(-0,2155 \cdot L/d), \quad (11)$$

где $\mu_0 = 0,6 + 0,22 \cdot \left(\frac{L}{3 \cdot d}\right)^2 \cdot \left(2 - \frac{L}{3 \cdot d}\right)^2$ – коэффициент расхода, определенный по состоянию в узком сечении входной струи; $\mu_{2,5} = (1 + \xi_{\text{вх}} + \lambda_{\text{тр}} \cdot 2,5)^{-0,5}$ – коэффициент расхода трубы с относительной длиной $L/d = 2,5$ и с данным оформлением входной кромки.

Для вставки значение длины L принимается равной:

$$L = \left(\frac{L_{\text{вх}}}{d_0 + 0,51 \cdot R} + \frac{L_1}{d_0} \right) \cdot d_0. \quad (12)$$

Все переменные в формуле измеряются в единицах измерения длины (мм).

Массовый расход течи через сечение площадью F определяется по формуле:

$$G = \mu \cdot (\rho W)_{\text{кр}} \cdot F, \quad (13)$$

где μ – коэффициент расхода (безразмерная величина); ρ – плотность среды в критическом сечении, кг/м³; W – скорость среды в критическом сечении, м/с; F – площадь сечения, м².

Величина расхода для рассматриваемого ограничителя, согласно применяемой методике, составила 109,83 кг/с.

Подбор расчетных методик по базовой модели. На основе конструкции ограничителя течи, применяемого на трубопроводе продувки теплоносителя в РУ энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2, были построены расчетные геометрии для моделирования двух режимов работы: продувка теплоносителя при НЭ и аварийное истечение теплоносителя при разрыве трубопровода Ду100. Геометрия для режима НЭ (Рисунок 2) представляет собой область течения теплоносителя в сегменте главного циркуляционного трубопровода (ГЦТ), присоединенном патрубке, ограничителе течи и участке трубопровода продувки теплоносителя. Геометрия для случая с разрывом трубопровода (Рисунок 3) за участком ограничителя течи имеет переход в участок объема бокса, в который происходит истечение.

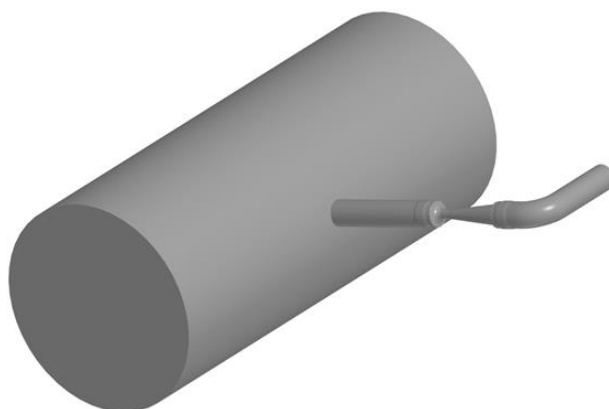


Рисунок 2 – Расчетная геометрия для моделирования режима продувки теплоносителя
Figure 2 – Design geometry for modeling the coolant purge mode

В модуле *ANSYS Meshing* была создана тетраэдрическая сетка. В препроцессоре *CFX* в качестве вещества был выбран *Steamvl* из библиотеки таблиц свойств воды и пара (стандарт *IAPWS IF97*). Модель турбулентности – *SST*.

Граничные условия (приведены ниже) принимались такие же, как и при проведении заводских расчетов для режимов: нормальная эксплуатация, разрыв трубопровода.

Для режима нормальной эксплуатации брались расчетные параметры теплоносителя: во входном сечении (*Inlet*) со стороны ГЦНА задавались скорость потока (10,77 м/с) и температура (350 °С), со стороны реактора (*Opening*) задавались давление (17,64 МПа) и температура (350 °С), со стороны системы продувки-подпитки (*Outlet*) задавался массовый расход (15,87 кг/с).

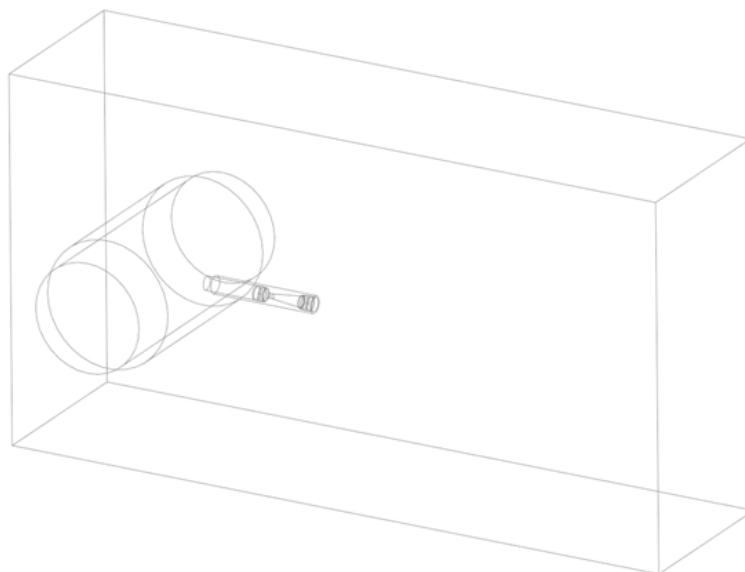


Рисунок 3 – Каркас расчетной геометрии для моделирования режима аварийного истечения теплоносителя

Figure 3 – Frame of the design geometry for modeling the emergency flow of the coolant

В качестве граничных условий для случая с разрывом трубопровода принимались рабочие параметры теплоносителя на номинальной мощности реактора: во входном сечении (*Inlet*) скорость потока (10,77 м/с), температура (298 °С) и массовая доля жидкой фазы (1); со стороны реактора (*Opening*) давление (16,2 МПа), температура (298 °С) и массовая доля жидкой фазы (1); со стороны граней области бокса (*Opening*) давление (0,1 МПа), температура (40 °С) и массовая доля жидкой фазы (0).

Результаты

Авторами материала была выполнена серия расчетов с различным качеством расчетных сеток. Размеры различных вариантов сеток приведены в Таблице 1. При сравнении полученных результатов с данными заводских расчетов были выбраны размеры сеток, обеспечивающих приемлемую точность для выполнения расчетов с новыми моделями ограничителей течи. Конечный вариант сетки на участке с соплом имеет наименьшие размеры элементов, равные 1,6 мм. Элементы остальных участков были сделаны крупнее для уменьшения вычислительной сложности расчетов.

Получившиеся контуры распределения некоторых параметров для случая с разрывом трубопровода изображены на Рисунках 4-5.

Для базовой модели ограничителя течи, согласно примененным методикам, величина перепада давления в режиме нормальной эксплуатации составляет 0,0357 МПа, а массовый расход течи при разрыве трубопровода 107,52 кг/с. Расхождение с данными заводского расчета составляет 8,18 % и 2,14 % соответственно, что является приемлемой точностью для сравнения эффективности новых моделей.

Таблица 1 – Размеры вариантов сеток

Table 1 – Mesh sizes

Вариант сетки	1	2	3	4
Размер элементов, принятый ко всей сетке, мм	200	180	160	140
Размер элементов участка ГЦТ, мм	55	50	45	40

Таблица 1 (продолжение)
Table 1 (extended)

Вариант сетки	1	2	3	4
Размер элементов участка трубопровода продувки, мм	7	6,2	5	4,2
Размер элементов участка вставки-ограничителя течи, мм	2,4	2,1	1,8	1,6
Число узлов сетки	246954	304307	403327	510675
Число элементов сетки	770016	936918	1219621	1522044

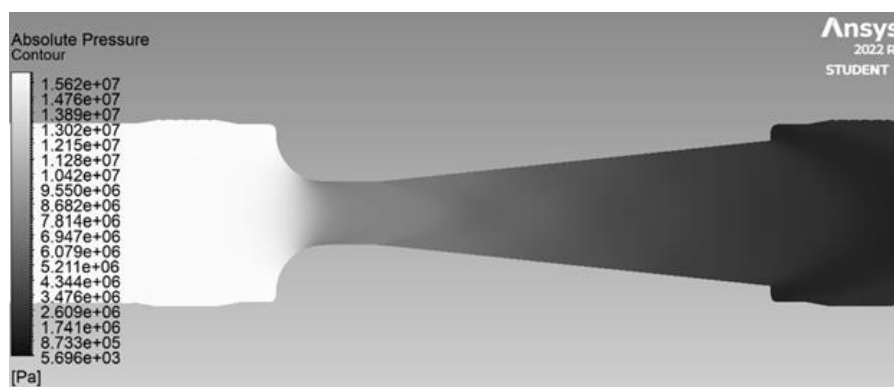


Рисунок 4 – Контур распределения давления для режима истечения с разрывом трубопровода
Figure 4 – Pressure distribution circuit for the flow mode with pipeline rupture



Рисунок 5 – Контур распределения числа Маха для режима истечения с разрывом трубопровода
Figure 5 – Mach number distribution contour for the flow mode with pipeline rupture

Заклучение

Разработанная расчетная модель ограничителя течи, имитирующая истечение среды с высокими параметрами (давление 16,2 МПа, температура среды 298 °С) показала приемлемую точность. Расхождение с данными по заводской методике составляет 8,18 % по перепаду давления в режимах нормальной эксплуатации и 2,14 % по массовому расходу при разрыве трубопровода.

Для базовой модели ограничителя течи, согласно примененным методикам, величина перепада давления в режиме нормальной эксплуатации составляет 0,0357 МПа, а массовый расход течи при разрыве трубопровода 107,52 кг/с.

Данная модель позволит спрогнозировать основные характеристики ограничителей течи как для имеющихся форм и конфигураций, а так и для вновь разрабатываемых.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Букринский А.М., Мальцев Б.К., Хлесткин Д.А. Способ ограничения свободного истечения потока среды из замкнутой системы. *Авторское свидетельство 306378*; 1971(19).
2. Хлесткин Д.А., Коршунов А.С., Канищев В.П. Определение расходов воды высоких параметров при истечении в атмосферу через цилиндрические каналы. *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт*. 1978;5:126–134.
3. Мальцев Б.К., Хлесткин Д.А., Келлер. Экспериментальное исследование истечения насыщенной и недогретой воды при высоких давлениях. *Теплоэнергетика*. 1972; 6:61–63.
4. Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. М.: «Машиностроение»; 1992. 672 с.
5. РТМ 274.03. *Расчет критических расходов при аварийной разгерметизации циркуляционных контуров АЭС с водным теплоносителем*. М.: НИКИЭТ – ВТИ; 2003. 67 с.
6. Тихоненко Л.К., Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З. Критические расходы горячей воды при истечении из труб. *Теплоэнергетика*. 1979;5:32–36.
7. Хлесткин Д.А., Мальцев Б.К., Канищев В.П. Ограничители расхода теплоносителя при разрывах трубопроводов. *Атомная энергия*. 1986;61(5):377–378.
8. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. *Газодинамика двухфазных сред*. М.: «Энергоиздат»; 1981. 470 с.
9. ГОСТ 8.563.1-97 ГСИ. *Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Диафрагмы, сопла ИСА-1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения. Технические условия*. Стандартинформ, 2005. 64 с.
10. Фисенко В.В. *Критические двухфазные потоки*. М.: Атомиздат; 1978. 159 с.
11. Габараев Б.А., Карасев Э.К., Лутовинов С.З. Расчетно-экспериментальное исследование критических расходов в соплах. *В сб.: Теплофизика, Карловы Вары*. 1982;1:183–196.
12. Горшков А.С., Гончаров В.К. Возникновение кавитации в жидкости. *Труды Акустического института*. 1969;6:30–38.

REFERENCES

1. Bukrinsky A.M., Maltsev B.K., Khlestkin D.A. A method for limiting the free flow of a medium flow from a closed system. *Certificate of authorship 306378*; 1971(19). (In Russ.).
2. Khlestkin D.A., Korshunov A.S., Kanishchev V.P. Determination of water flow rates of high parameters when flowing into the atmosphere through cylindrical channels. *Izv. of the USSR Academy of Sciences. Energy and Transport*. 1978;5:126–134. (In Russ.).
3. Maltsev B.K., Khlestkin D.A., Keller. Experimental study of the outflow of saturated and underheated water at high pressures. *Teploenergetika*. 1972;6:61–63. (In Russ.).
4. Idelchik I.E. *Handbook of hydraulic resistances*. Moscow, "Mechanical Engineering"; 1992. 672 p. (In Russ.).
5. RTM 274.03. *Calculation of critical costs in case of emergency depressurization of circulating circuits of nuclear power plants with a water coolant*. Moscow, NIKIET –VTI; 2003. 67 p. (In Russ.).

6. Tikhonenko L.K., Kevorkov L.R., Lutovinov S.Z. Critical costs of hot water when flowing out of pipes. *Теплоэнергетика*. 1979;5:32–36. (In Russ.).
7. Khlestkin D.A., Maltsev B.K., Kanishchev V.P. Limiters of coolant flow during pipeline ruptures. *Атомная энергия*. 1986;61(5):377–378. (In Russ.).
8. Deich M.E., Filippov G.A. *Gas dynamics of two-phase media*. Moscow, Energoizdat; 1981. 470 p. (In Russ.).
9. GOST 8.563.1-97 GSI. *Measurement of the flow and quantity of liquids and gases by the method of variable pressure drop. Diaphragms, ISA-1932 nozzles and Venturi pipes installed in filled pipelines of circular cross-section. Technical conditions*. Standartinform, 2005. 64 p. (In Russ.).
10. Fisenko V.V. *Critical two-phase flows*. Moscow, Atomizdat; 1978. 159 p. (In Russ.).
11. Gabaraev B.A., Karasev E.K., Lutovinov S.Z. Computational and experimental study of critical flow rates in nozzles. In: *Thermophysics, Karlovy Vary*. 1982;1:183-196. (In Russ.).
12. Gorshkov A.S., Goncharov V.K. The occurrence of cavitation in a liquid. *Proceedings of the Acoustic Institute*. 1969;6:30-38. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Яуров Сергей Васильевич, аспирант, Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Российская Федерация.

e-mail: yaurovsv@gmail.com

ORCID: [0009-0000-9269-6524](https://orcid.org/0009-0000-9269-6524)

Sergey Vasilievich Yaurov, Postgraduate Student, Voronezh State Technical University, Voronezh, the Russian Federation.

Данилов Александр Дмитриевич, доктор технических наук, профессор, Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Российская Федерация.

e-mail: danilov-ad@yandex.ru

Aleksandr Dmitrievich 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: gussev_konstantin@mail.ru

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

Скородумов Даниил Геннадьевич, оператор спецводоочистки, АО «Концерн Росэнергоатом» «Нововоронежская атомная станция», Нововоронеж, Российская Федерация

e-mail: skorodumovdg@gmail.com

Daniil Gennadievich Skorodumov, Special Water Purification Operator, the Branch of the Rosenergoatom, JSC Novovoronezh Nuclear Power Plant, Novovoronezh, Russian Federation.

Статья поступила в редакцию 05.05.2023; одобрена после рецензирования 21.07.2023; принята к публикации 14.09.2023.

The article was submitted 05.05.2023; approved after reviewing 21.07.2023; accepted for publication 14.09.2023.