

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621-22: 532-55

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-71-78

Исследование гидравлических характеристик пакета вихревых дросселирующих элементов*


А.В. Уткин, А.Г. Гимадиев

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, 443086, Самара, Российская Федерация, Московское шоссе, д. 34

A Study of the Pressure Drop Characteristics of a Vortex Throttle Assembly

A.V. Utkin, A.G. Gimadiev

Samara National Research University named after S.P. Korolev, 443086, Samara, Russian Federation, Moskovskoye Shosse, Bldg. 34

 e-mail: utkin-alexey1@yandex.ru, gimadiev_ag@mail.ru

i Приведены результаты исследований гидравлических характеристик вихревых дросселей в составе устройства снижения давления пробы теплоносителя. Математическим моделированием в программном пакете ANSYS CFX выявлено влияние противодействия на коэффициент расхода вихревых дросселей, определены расходно-перепадные характеристики пакета вихревых дросселей. Моделирование показало, что расстояние между вихревыми дросселирующими элементами пакета не оказывает воздействия на общий перепад давления, а на каждом из них реализуется равный перепад давления в пределах погрешности 3 % относительно среднего значения. Адекватность результатов моделирования подтверждена экспериментально. Кривая регрессии расходно-перепадной характеристики, построенная по экспериментальным значениям, отличается от расчетной менее чем на 7 % при расходе жидкости 1,1...1,2 л/мин. Полученные данные позволяют с достаточной для инженерных расчетов точностью определить необходимое количество вихревых дросселей для обеспечения требуемого перепада давления.

Ключевые слова: вихревой дроссель, влияние противодействия, коэффициент расхода, перепад давления, CFD-моделирование, подготовка пробы теплоносителя

i The paper presents the results of studies of the pressure drop characteristics of vortex throttles in the pressure-reducing device for coolant samples. Using mathematical modeling in ANSYS CFX, the effect of backpressure on the flow coefficient of the vortex throttles is established, and the flow-drop characteristics of the vortex throttle assembly are determined. The simulation results show that the distance between the vortex throttle elements in the assembly does not affect the total pressure drop, and an equal pressure drop

* Статья подготовлена по материалам доклада, представленного на Международной конференции «Фундаментальные и прикладные задачи механики FAPM-2017», посвященной 170-летию со дня рождения великого русского ученого Николая Егоровича Жуковского, Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 24–27 октября 2017 г.

is manifested on each throttle within a 3 % error margin relative to the mean value. The adequacy of the simulation results is confirmed experimentally. The regression curve of the flow-drop characteristic obtained from the experimental data differs from the calculated value by less than 7 % at a flow rate of 1.1 to 1.2 l/min. The results obtained make it possible to determine the number of vortex throttles required to provide the specified pressure drop with the accuracy sufficient for engineering calculations.

Keywords: vortex throttle, influence of backpressure, flow coefficient, pressure drop, CFD-simulation, conditioning of coolant sample

В процессе подготовки пробы теплоносителя (воды или пара) к химическому анализу на тепловых и атомных электростанциях важно обеспечить надежность и стабильность расходно-перепадных характеристик устройств снижения давления пробы.

В точке отбора пробы ее давление может достигать 32 МПа, в то время как рабочее давление стандартного прибора-анализатора химического состава составляет 0,1...0,2 МПа. Поэтому перед тем, как проба поступает на анализаторы, ее дросселируют в специальных устройствах снижения давления, предварительно охладив до состояния конденсата. На сегодняшний день существуют различные виды устройств снижения давления пробы, при выборе которых следует руководствоваться условиями процесса.

Согласно требованиям стандарта [1], для дросселирования потока пробы с давлением до 3,5 МПа следует применять игольчатый вентиль. При давлении пробы свыше 3,5 МПа рекомендуется использовать капиллярную трубку или регулируемое дросселирующее устройство типа «стержень в трубе». Конструктивно такое дросселирующее устройство состоит из двух параллельных конических стержней [2], каждый из которых помещен в трубку. Снижение давления пробы осуществляется за счет прохождения жидкости через узкий кольцевой зазор между наружным диаметром конического стержня и внутренним диаметром трубки. Главным ограничением использования капиллярной трубки считается высокая вероятность ее загрязнения.

Отечественными нормативными документами не заданы жесткие требования для конструкции устройств снижения давления. На тепловых и атомных электростанциях обычно используют пакет дроссельных шайб (диафрагм). Для обеспечения большого перепада давления диаметры проходных сечений диафрагм обычно лежат в пределах 0,5...1,0 мм, что часто служит причиной возникновения загрязнения и облитерации.

В настоящее время более практично применять вихревые дроссели (ВД) взамен стандартных диафрагм. Закрутка потока в вихревой камере такого дросселя [3, 4] приводит к существенному повышению его гидравлического сопротивления. Поэтому при одном и том же перепаде давления проходное сечение ВД с закруткой потока больше, чем у стандартной диафрагмы.

Таким образом, пропускная способность ВД зависит от направления потока, поэтому его используют в качестве гидравлического диода в элементах струйной автоматики и системах защиты от гидроударов. Многие работы по ВД направлены на исследование степени их диодности — отношению расходов в прямом (без закрутки потока) и обратном (с закруткой потока) направлении [5, 6]. Повышение степени диодности осуществляется в основном путем минимизации потерь при течении жидкости в прямом направлении. Увеличению коэффициента гидравлического сопротивления обратного подключения не уделяется должного внимания.

Теоретическое и экспериментальное исследование зависимости перепада давления на ВД от его конструктивных параметров проведено в работах [7–10], где показано, что реализуемый перепад давления в большой степени зависит от соотношения диаметров подводящего отверстия и высоты вихревой камеры, а также отношения диаметра выходного отверстия к его длине. Даны рекомендации по проектированию ВД с заданным минимальным размером проходного сечения. Из анализа работ следует, что при представленных конструктивных параметрах реализованные перепады давления слишком малы и не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к устройствам дросселирования пробы теплоносителя.

Исследование перепада давления в ВД с помощью CFD-моделирования описано в трудах [11–13]. Подтверждено, что основное падение давления в ВД возникает на дросселирующем отверстии. Показано, что увеличение гидравли-

ческого сопротивления ВД можно достичь снижением шероховатости внутренней поверхности вихревой камеры.

В работах [14, 15] приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований ВД, которые позволяют утверждать, что при высоких расходах жидкости на выходе дросселирующего отверстия возникает кавитация.

Как известно, коэффициент расхода дросселирующих диафрагм зависит от противодействия [16–18], причем расчет характеристик пакета таких устройств по экспериментальным данным одной диафрагмы, полученных с истечением в свободное пространство, может привести к ошибке до 40 % в области высоких чисел Рейнольдса.

Несмотря на большое число публикаций, направленных на анализ влияния противодействия на коэффициент расхода дросселирующих диафрагм, аналогичные исследования для ВД отсутствуют. Также нет данных о влиянии на коэффициент расхода вихревого дросселя условий входа жидкости и взаимного расположения ВД при их последовательном расположении в пакете в случае необходимости обеспечения значительного перепада давления при малых значениях расхода жидкости.

Цель работы — проведение экспериментально-теоретических исследований расходно-перепадных характеристик пакета ВД, входящего в состав устройства снижения давления пробы теплоносителя, с учетом влияния противодействия и взаимного расположения ВД при их последовательном расположении в пакете.

Описание ВД. Конструктивная схема и внешний вид исследованного ВД, входящего в состав фильтродросселирующего устройства ФДУ250-

2 [19], приведены на рис. 1. Проба теплоносителя поступает на входы 1, расположенные тангенциально относительно вихревой камеры 2, в которой происходит закрутка потока. Далее закрученный поток дросселируется в выходном отверстии 3 в центре вихревой камеры 2 и направляется к выходу через конический диффузор.

Моделирование в программном пакете ANSYS CFX. Исследование характеристик ВД при различных уровнях противодействия проведено методом математического моделирования в программном пакете ANSYS CFX, в котором реализуется алгоритм численного решения системы уравнений Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу (Reynolds Average Navier — Stokes — RANS). При этом замыкание системы уравнений Навье — Стокса происходит за счет полуэмпирической k - ϵ -модели турбулентности, характеризующейся хорошей устойчивостью решения, экономичностью в плане вычислительной мощности, и в то же время позволяющей получать достаточную точность результатов [20].

На основе трехмерной модели проточной части ВД построена тетрагональная сетка с минимальным размером элемента 0,15 мм в области вихревой камеры и дросселирующего отверстия (рис. 2, а). Моделирование выполнено в стационарной постановке с применением граничных условий в виде массового расхода на входе и статического давления на выходе ВД (рис. 2, б).

Приняты допущения о существовании изотермического состояния и отсутствии утечек в проточной части ВД, а также о том, что свойства реальной пробы не отличаются от свойств воды, заданных в стандартной библиотеке ANSYS CFX.

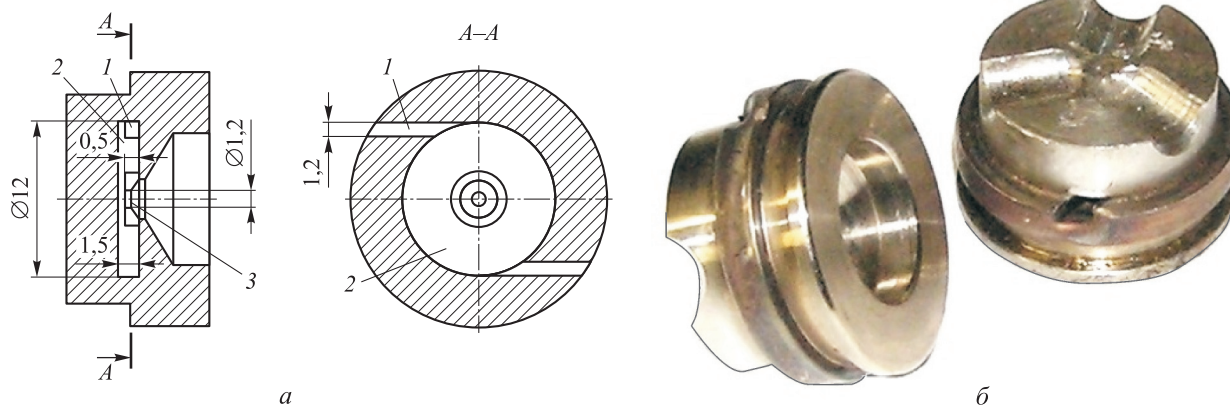


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) ВД

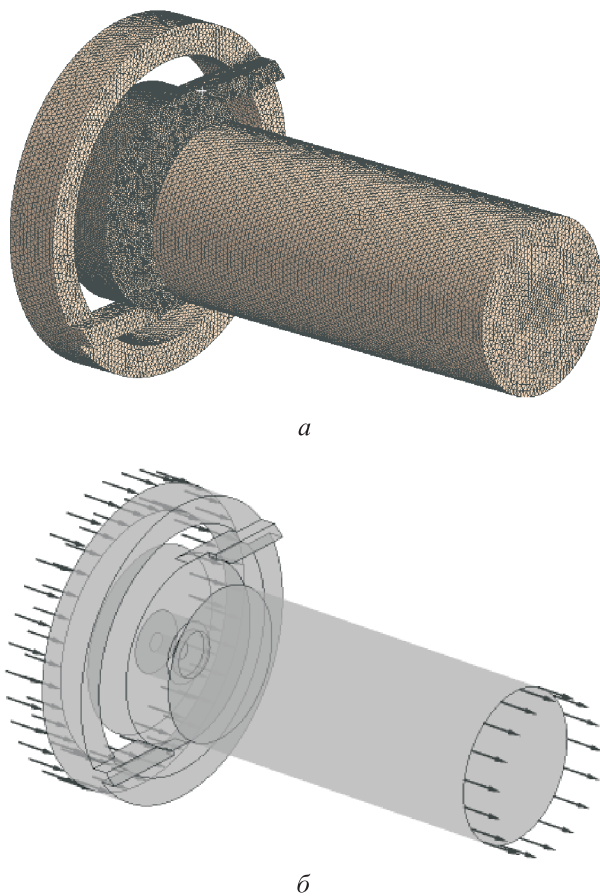


Рис. 2. Сеточная модель (а) и граничные условия (б) для проточной части ВД

В качестве рабочей среды использована несжимаемая жидкость — вода при температуре 25 °С. Учет явления кавитации выполнен посредством модели Рэлея — Плессета [20], при этом давление насыщенных паров было задано равным 1288 Па.

Расчет выполнен по схеме адвекции High Resolution с применением физического шага по времени для обеспечения устойчивости решения. Условием завершения расчета считалось достижение величин среднеквадратичных невязок 10^{-5} .

Результаты расчета расходно-перепадных характеристик исследованного ВД при различных значениях противодействия $p_{\text{вых}}$ приведены на рис. 3, где Δp — перепад давления; Q — расход жидкости.

Анализируя приведенные на рис. 3 расходно-перепадные характеристики, можно утверждать, что при увеличении противодействия в 25 раз перепад давления на ВД увеличивается максимум на 2,7 %. Следовательно, при инженерных расчетах в диапазоне расходов до

1,6 л/мин можно принять коэффициент расхода величиной постоянной, не зависящей от противодействия.

Расчет расходно-перепадной характеристики пакета из трех последовательно расположенных ВД проведен при противодействии, равном 0,1 МПа, что соответствует номинальному давлению на выходе системы подготовки пробы теплоносителя. Результаты расчета показали отсутствие существенного влияния расстояния между ними на реализуемый перепад давления. При этом перепад давлений на каждом из ВД Δp_1 , Δp_2 и Δp_3 (см. таблицу) отличается от их среднего значения $\Delta p_{\text{ср}}$ не более чем на 3 %.

Поэтому в инженерных расчетах с достаточной степенью точности можно определить суммарный перепад давления Δp_{Σ} при заданном расходе пакета из n вихревых дросселей по характеристике одного из них:

$$\Delta p_{\Sigma} = n\Delta p_1, \quad (1)$$

где Δp_1 — перепад давления на одном дросселе.

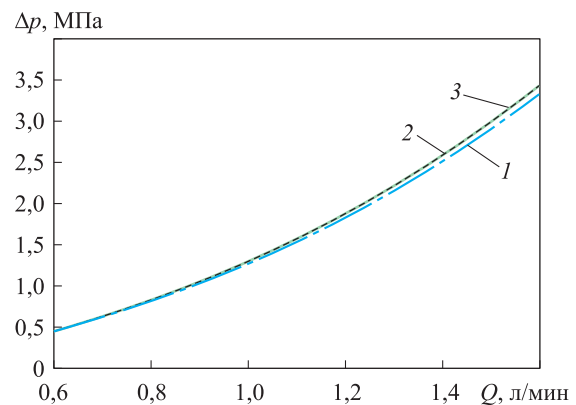


Рис. 3. Расходно-перепадные характеристики ВД при противодействии $p_{\text{вых}} = 0,1$ (1) 1,0 (2) и 2,5 МПа (3)

Значения перепада давления на ВД пакета

Q, л/мин	Δp_1	Δp_2	Δp_3	$\Delta p_{\text{ср}}$	Δp_{Σ}
	МПа				
0,6	0,48	0,48	0,47	0,47	1,4
0,8	0,86	0,85	0,84	0,85	2,5
1,0	1,35	1,33	1,30	1,33	4,0
1,2	1,95	1,93	1,89	1,92	5,8
1,4	2,68	2,64	2,59	2,63	7,9
1,6	3,63	3,58	3,49	3,57	10,7

Примечание. Δp_{Σ} — суммарный перепад давления.

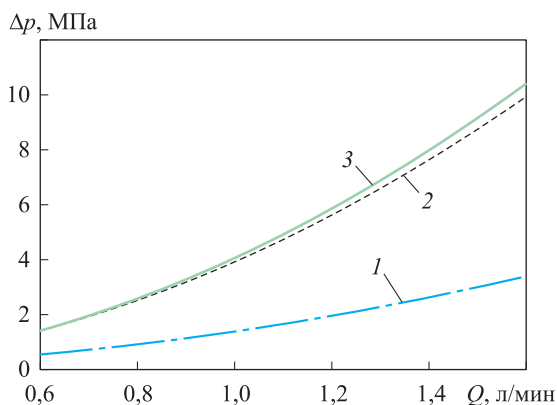


Рис. 4. Сравнение расходно-перепадных характеристик одного дросселя (1) и пакета из трех дросселей (2, 3), полученных при расчете: 1, 3 — в среде ANSYS CFX; 2 — по формуле (1)

Сравнение расходно-перепадных характеристик одного дросселя и пакета из трех дросселей при расчете в ANSYS CFX и по формуле (1) показано на рис. 4.

Из рис. 4 следует, что в исследуемом диапазоне расхода погрешность вычисления по упрощенному методу составляет не более 4,8 %.

Описание установки для экспериментальных исследований. Для проверки адекватности полученных теоретических результатов на базе НПП «Гималаи» создана экспериментальная установка, принципиальная гидравлическая схема и внешний вид которой приведены на рис. 5.

Требуемое давление воды, перекачиваемой центробежным насосом Н, настраивали с помощью игольчатого вентиля ВН1, направляющего часть потока на слив. Благодаря игольчатому вентилю ВН2 давление на выходе из пакета дросселей поддерживалось равным 0,1 МПа. Значения давления на входе и выходе пакета ВД, а также между ВД, фиксировали преобразователи давления ПД1...ПД5 с относительной погрешностью не более 1 %. Расход протекающей воды регистрировал турбинный расходомер, имеющий относительную погрешность измерения не более 3 %. После стабилизации давления и расхода осуществляли запись показаний с преобразователей давления и турбинного расходомера. Для получения качественных результатов выполнено 15 замеров с интервалом опроса порядка 200 мс.

Для определения зависимости перепада давления в пакете от взаимного расположения ВД проведены эксперименты с применением втулок ВТ разной длины, вставленных между ВД. Эксперименты показали незначительное влияние взаимного расположения ВД в пакете на его расходно-перепадную характеристику, что подтверждает данные расчета в среде ANSYS CFX. Результаты эксперимента и расчета по формуле (1) для пакетов из трех и четырех ВД, последовательно соединенных без наличия расстояния между ними, и приведены на рис. 6.

Кривая регрессии, полученная по экспериментальным данным, отличается от расчетных значений менее чем на 7 % при расходе

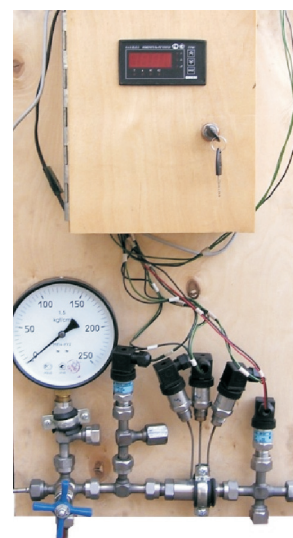
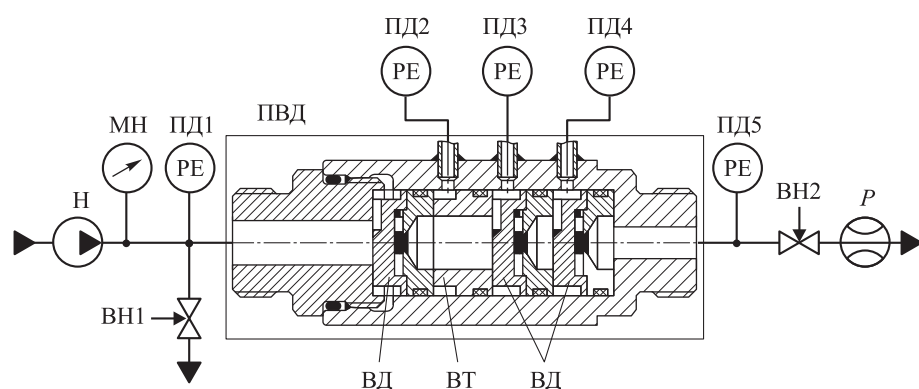


Рис. 5. Принципиальная гидравлическая схема (а) и внешний вид (б) экспериментальной установки: ВН1, ВН2 — вентили игольчатые; ВТ — втулка; Н — центробежный насос высокого давления; МН — манометр; ПВД — пакет ВД; ПД1...ПД5 — преобразователи давления UAS-16G1; PE — турбинный расходомер

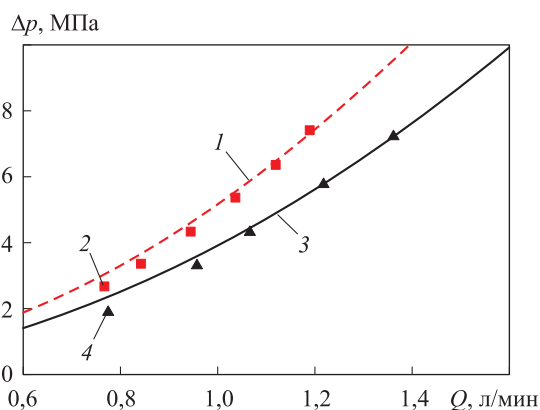


Рис. 6. Расчетные (1, 3) и экспериментальные (2, 4) расходно-перепадные характеристики пакета из четырех (1, 2) и трех (3, 4) ВД

1,1...1,2 л/мин, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели пакета ВД.

Отличие расчетных и экспериментальных данных можно объяснить следующими факторами. При расчете во всем диапазоне расходов принята единая k - ϵ -модель турбулентности. В идеальном случае нужно подбирать для каждой точки свою модель турбулентности.

При расчете ВД использованы их номинальные размеры, указанные в чертежной докумен-

тации. Реальные размеры имеют некоторый разброс относительно номинальных значений в пределах технологических отклонений.

Выводы

1. При CFD-моделировании в программном пакете ANSYS CFX в диапазоне расходов до 1,6 л/мин выявлено отсутствие существенного влияния противодавления на коэффициент расхода ВД. Результаты моделирования пакета из трех последовательно расположенных ВД показали, что расстояние между ними не влияет на общий перепад давления. Определено, что на каждом из последовательно установленных ВД реализуется равный перепад давления в пределах погрешности 3 %.

2. Кривая регрессии, построенная по экспериментальным данным, отличается от расчетных значений расходно-перепадной характеристики менее чем на 7 % при расходе 1,1... 1,2 л/мин, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели пакета ВД.

Полученные в работе результаты позволяют с достаточной для инженерных расчетов точностью определить необходимое количество ВД для обеспечения требуемого перепада давления.

Литература

- [1] PTC 19.11–2008. *Steam and water sampling, conditioning, and analysis in the power cycle*. New York, ASME, 2008. 58 p.
- [2] Henszey R.R., Weiss B.W. *Variable pressure reducing device*. Patent no. 5333648 USA, 1994. 7 p.
- [3] Лебедев И.В., Трескунов С.Л., Яковенко В.С. *Элементы струйной автоматики*. Москва, Машиностроение, 1973. 359 с.
- [4] Mathai J.P. *A study of vortex diodes at low Reynolds number*. Electronic Theses and Dissertations. Windsor, Ontario, Canada, 1992. 88 p. URL: <http://scholar.uwindsor.ca/cgi/viewcontent.cgi?article=1825&context=etd> (дата обращения 06 декабря 2017).
- [5] Оверко М.В. *Обоснование рациональных параметров рабочих процессов и областей применения перспективных средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов*. Дис. ... канд. техн. наук. Покровск, 2016. 195 с.
- [6] Naakh F. Vortex chamber diodes as throttle devices in pipe system. Computation of transient flow. *Journal of Hydraulic research*, 2003, vol. 41, is. 1, pp. 53–59.
- [7] Priestman G.H. A study of vortex throttles Part 1: Experimental. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1987, vol. 201, pp. 331–336.
- [8] Priestman G.H. A study of vortex throttles Part 2: Viscid flow analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1987, vol. 201, pp. 337–343.
- [9] Kulkarni A.A., Ranade V.V., Rajeev R., Koganti S.B. Pressure drop across vortex diodes: experiments and design guidelines. *Chemical Engineering Science*, 2009, vol. 64, pp. 1285–1292.
- [10] Graydon L., Yoder Jr. *Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Cooled High-Temperature Reactors*. 2011, 28 p. URL: <http://info.ornl.gov/sites/publications/files/pub32971.pdf> (дата обращения 06 декабря 2017).
- [11] Yang Z.Y., Priestman G.H., Boysan H.F. Internal flow modelling of vortex throttles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1991, vol. 205, pp. 405–412.

- [12] Aditya Pandare, Vivek V. Ranade. Flow in vortex diodes. *Chemical engineering research and design*, 2015, vol. 102, pp. 274–285.
- [13] Yin J.L., Jiao L., Wang L.Q. Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode. *Nuclear Engineering and Design*, 2010, vol. 240, pp. 970–974.
- [14] Гимадиев А.Г., Уткин А.В. Исследование характеристик вихревого гидравлического дросселя для системы подготовки проб теплоносителя. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 2015, т. 14, № 4, с. 110–117.
- [15] Jiao L., Zhang P.P., Chen C.N., Yin J.L., Wang L.Q. Experimental study on the cavitation flow in vortex diode. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, vol. 15, is. 6, pp. 1–6.
- [16] Никитин О.Ф. Влияние противодействия на коэффициент расхода дросселирующего элемента. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/articles/691/691.pdf> (дата обращения 06 декабря 2017).
- [17] Балакин А.Ю., Гречишников О.В., Лебедев С.А., Росляков А.Д. Влияние противодействия на коэффициент расхода дросселирующих диафрагм. *Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Матер. Докл. междунар. науч.-техн. конф.*, Самара, 22–24 июня 2016, Самарский университет, 2016, с. 179–181.
- [18] Yu B., Fu P.-F., Zhang T., Zhou H.-C. The influence of back pressure on the flow discharge coefficients of plain orifice nozzle. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2013, vol. 44, pp. 509–514.
- [19] Гимадиев А.А., Гимадиев М.А., Ермошкин А.З. *Фильтро-дросселирующее устройство*. Патент РФ № 36888, 2004, бюл. № 9, 5 с.
- [20] ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, release 15.0. 2013, 261 p. URL: <http://www.ansys.com> (дата обращения 06 декабря 2017).

References

- [1] PTC 19.11–2008. *Steam and water sampling, conditioning, and analysis in the power cycle*. New York, ASME, 2008. 58 p.
- [2] Henszey R.R., Weiss B.W. Variable pressure reducing device. Patent no. 5333648 USA, 1994. 7 p.
- [3] Lebedev I.V., Treskunov S.L., Iakovenko V.S. *Elementy struinoi avtomatiki* [Elements of the jet automatics]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1973. 359 p.
- [4] Mathai J.P. *A study of vortex diodes at low Reynolds number*. *Electronic Theses and Dissertations*. Windsor, Ontario, Canada, 1992. 88 p. Available at: <http://scholar.uwindsor.ca/cgi/viewcontent.cgi?article=1825&context=etd> (accessed 06 December 2017).
- [5] Overko M.V. *Obosnovanie ratsional'nykh parametrov rabochikh protsessov i oblastei primeneniia perspektivnykh sredstv zashchity vodonapornykh ustanovok ot gidravlicheskiikh udarov*. Diss. kand. tekhn. nauk. [Substantiation of rational parameters of working processes and fields of application of perspective means of protection of water-pressure installations from hydraulic shocks. Cand. tech. sci. diss.]. Pokrovsk, 2016. 195 p.
- [6] Haakh F. Vortex chamber diodes as throttle devices in pipe system. Computation of transient flow. *Journal of Hydraulic research*, 2003, vol. 41, is. 1, pp. 53–59.
- [7] Priestman G.H. A study of vortex throttles Part 1: Experimental. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1987, vol. 201, pp. 331–336.
- [8] Priestman G.H. A study of vortex throttles Part 2: Viscid flow analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1987, vol. 201, pp. 337–343.
- [9] Kulkarni A.A., Ranade V.V., Rajeev R., Koganti S.B. Pressure drop across vortex diodes: experiments and design guidelines. *Chemical Engineering Science*, 2009, vol. 64, pp. 1285–1292.
- [10] Graydon L., Yoder Jr. *Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Cooled High-Temperature Reactors*. 2011, 28 p. Available at: <http://info.ornl.gov/sites/publications/files/pub32971.pdf> (accessed 06 December 2017).
- [11] Yang Z.Y., Priestman G.H., Boysan H.F. Internal flow modelling of vortex throttles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1991, vol. 205, pp. 405–412.
- [12] Aditya Pandare, Vivek V. Ranade. Flow in vortex diodes. *Chemical engineering research and design*, 2015, vol. 102, pp. 274–285.

- [13] Yin J.L., Jiao L., Wang L.Q. Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode. *Nuclear Engineering and Design*, 2010, vol. 240, pp. 970–974.
- [14] Gimadiev A.G., Utkin A.V. Issledovanie kharakteristik vikhrevogo gidravlicheskogo drossel'na dlia sistemy podgotovki prob teplonositel'ia [Study of characteristics of the vortex throttling valve of water sample conditioning]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aëro-kosmicheskogo universiteta* [VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering]. 2015, vol. 14, no. 4, pp. 110–117.
- [15] Jiao L., Zhang P.P., Chen C.N., Yin J.L., Wang L.Q. Experimental study on the cavitation flow in vortex diode. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, vol. 15, is. 6, pp. 1–6.
- [16] Nikitin O.F. Vliianie protivodavleniia na koeffitsient rashoda drosseliruiushchego elementa [Behavior of the flow with backpressure]. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation]. 2013, is. 4. Available at: <http://engjournal.ru/articles/691/691.pdf> (accessed 06 December 2017).
- [17] Balakin A.Iu., Grechishnikov O.V., Lebedev S.A., Rosliakov A.D. Vliianie protivodavleniia na koeffitsient rashoda drosseliruiushchikh diaphragm [Buckpressure influence on the discharge coefficient of throttling orifice]. *Problemy i perspektivy razvitiia dvigatelestroeniia. Mat. dokl. mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Problems and prospects of engine development. Proceedings of the International scientific and technical conference]. Samara, 22–24 June 2016, Samara, Samara University publ., 2016, pp. 179–181.
- [18] Yu B., Fu P.-F., Zhang T., Zhou H.-C. The influence of back pressure on the flow discharge coefficients of plain orifice nozzle. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2013, vol. 44, pp. 509–514.
- [19] Gimadiev A.A., Gimadiev M.A., Ermoshkin A.Z. *Fil'tro-drosseliruiushchee ustroistvo* [Filtering and pressure reducing device]. Patent RF no. 36888, 2004. 5 p.
- [20] ANSYS *CFX-Solver Modeling Guide, release 15.0*. 2013, 261 p. Available at: <http://www.ansys.com> (accessed 06 December 2017).

Статья поступила в редакцию 18.04.2018

Информация об авторах

УТКИН Алексей Валерьевич (Самара) — аспирант кафедры «Автоматические системы энергетических установок». Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва (443086, Самара, Российская Федерация, Московское шоссе, д. 34, e-mail: utkin-alexey1@yandex.ru).

ГИМАДИЕВ Асгат Гатьятович (Самара) — доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматические системы энергетических установок». Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва (443086, Самара, Российская Федерация, Московское шоссе, д. 34, e-mail: gimadiev_ag@mail.ru).

Information about the authors

UTKIN Aleksey Valerievich (Samara) — Postgraduate, Department of Power Plant Automatic Systems. Samara National Research University named after S.P. Korolev (443086, Samara, Russian Federation, Moskovskoye Shosse, Bldg. 34, e-mail: utkin-alexey1@yandex.ru).

GIMADIEV Asgat Gatyatovich (Samara) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Power Plant Automatic Systems. Samara National Research University named after S.P. Korolev (443086, Samara, Russian Federation, Moskovskoye Shosse, Bldg. 34, e-mail: gimadiev_ag@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Уткин А.В., Гимадиев А.Г. Исследование гидравлических характеристик пакета вихревых дросселирующих элементов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 8, с. 71–78, doi: 10.18698/0536-1044-2018-8-71-78.

Please cite this article in English as:

Utkin A.V., Gimadiev A.G. A Study of the Pressure Drop Characteristics of a Vortex Throttle Assembly. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 8, pp. 71–78, doi: 10.18698/0536-1044-2018-8-71-78.