



АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ЖИДКОСТИ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ ОСЕВОМ КЛАПАНЕ

**А. Б. Капранова, А. Е. Лебедев, А. М. Мельцер, С. В. Неклюдов,
А. С. Брыкалов**

Капранова А.Б., д-р физ.-мат. наук, профессор; Лебедев А.Е., д-р техн. наук, доцент
Институт инженерии и машиностроения, Ярославский государственный технический
университет, Московский пр., 88, Ярославль, Российская Федерация, 150023
E-mail: kapranova_anna@mail.ru; lebedevae@ystu.ru

Мельцер А.М.; Неклюдов С.В., канд. техн. наук; Брыкалов А.С.
ЗАО «НПО Регулятор», улица Гагарина, 68а, Ярославль, Российская Федерация, 150023
E-mail: meltzer.a@mail.ru; neklydov.s@nporeg.ru; brykalov.a.s@nporeg.ru

Ключевые слова:

процесс, дросселирование,
жидкость, пропускная
способность, клапан,
параметры, коэффициент
гидравлического сопротивления

В настоящей работе представлены результаты исследования основных характеристик процесса дросселирования жидкости в регулирующем осевом клапане с учетом зависимости моделируемого коэффициента гидравлического сопротивления от конструктивных и режимных параметров. В частности, выполнен расчет пропускной способности и пропускной характеристики сепаратора указанного клапана с позиций варьирования степени его открытия. Выявлены наиболее значимые факторы, влияющие на изменение данных показателей работы осевого клапана. Например, при максимальной степени открытия клапана увеличение диаметра дроссельных отверстий в 2 раза приводит к росту условной пропускной способности в 1.66 раза и пропускной характеристики в 1.19 раза. Показано, что в выбранных диапазонах изменения конструктивных параметров процесса дросселирования рабочей среды увеличение степени открытия клапана до 60% приводит к плавному росту пропускной характеристики до значений, не превышающих 0.3. Указанная нелинейная зависимость пропускной характеристики регулирующего осевого клапана создает предпосылки для выбора профилирования данного показателя. Практическое применение рассмотренных в настоящем исследовании вопросов нашло отражение при разработке инженерной методики расчета конструктивных параметров для соответствующего регулирующего клапана с реализацией процесса дросселирования потоков рабочей среды.



Введение

Обеспечение безаварийного режима работы регулирующих клапанов в рамках выполнения технологического регламента является основным условием функционирования различных отраслей химического производства и задачей ведущих производителей трубопроводной арматуры. Течение жидкости в проточных рабочих областях соответствующих регулирующих устройств сопровождается кавитационными явлениями гидродинамического и акустического характера [1-3]. В частности, возникновение гидродинамической кавитации непосредственно связано с основным назначением клапанов – регулирование потоков жидкости [4-6], и в условиях резкого снижения давления создаются предпосылки образования кавитационных полостей в рабочей жидкости [2, 3]. Поведение системы образующихся кавитационных пузырей в основных узлах трубопроводной арматуры требует всестороннего исследования условий протекания указанного процесса регулирования с минимальными последствиями явления гидродинамической кавитации и максимально возможной пропускной способностью. Применение ряда конструктивных приспособлений для разделения потока жидкости позволяет реализовать его дросселирование в основном узле клапана.

Основная часть

Целью настоящей работы является исследование основных характеристик процесса дросселирования жидкости в регулирующем осевом клапане с внешней обечайкой [7] с учетом зависимости моделируемого коэффициента гидравлического сопротивления от конструктивных и режимных параметров. Проблема приобретает особый интерес при стохастическом моделировании [8] энергетическим методом [9] процесса дросселирования рабочей жидкости [10-14] в отличие от использования множества имитационных моделей [15-17].

Краткое описание метода оценки пропускной способности регулирующего осевого клапана с внешним затвором сепаратора

Оценка основных характеристик процесса дросселирования регулирующей арматуры является первоочередной задачей проектировщиков при выборе значений конструктивных и режимных параметров клапана [18-20]. В частности, наибольшее значение имеют два показателя [19, 21] – пропускная способность $K_{V\tau}$ и пропускная характеристика в зависимости от степени открытия клапана $\tau \in [0;1]$

$$\sigma_{\tau} = K_{V\tau}/K_{V1}, \quad (1)$$

Значение σ_{τ} в выражении (1) определяется отношением значений пропускной способности при текущем ($K_{V\tau}$) и полном (K_{V1}) открытии дроссельных каналов.

Конструктивное оформление процесса дросселирования потоков жидкости может быть выполнено как с одним сепаратором [22, 23], так и с набором ступеней делителей потоков [24] рабочей среды. При этом перфорация сепараторов осевых клапанов исполняется дроссельными отверстиями различных конфигураций. Предложенная авторами



конструкция осевого клапана при внешнем затворе цилиндрического сепаратора [7] с выходным диаметром D_S , толщиной h_s и длиной L_S перфорированной части имеет S_r рядов круглых радиальных дроссельных отверстий диаметром d_h с их числом S_h в каждом ряду и расстоянием h_r между рядами. Закрытие данных каналов с целью регулирования перепадов давления осуществляется с помощью внешней обечайки при ее движении вдоль центральной оси делителя потока с диаметром условного проходного сечения $D_{y\tau} = d_h(S_h S_r \tau)^{1/2}$.

Расчет условной пропускной способности клапана $K_{V_{y\tau}}$ производится в зависимости от коэффициента гидравлического сопротивления $\zeta_{12\tau}$ в переходной области течения жидкости (в интервале изменения критерия Рейнольдса ($10 < Re < 10^4$)) в соответствии с эмпирическим соотношением [18]

$$K_{V_{y\tau}} = 5.04 \cdot 10^4 \pi D_{y\tau}^2 \zeta_{12\tau}^{-1/2}. \quad (2)$$

Заметим, что вследствие незаконченности теории формирования турбулентных потоков [25] в настоящее время наблюдается активное развитие методов оценки коэффициента гидравлического сопротивления в трех направлениях: применение эмпирических соотношений [4, 18, 20, 26], использование имитационных моделей [27-30], моделирование аналитических зависимостей [10]. В частности, авторами предложен следующий способ расчета данной характеристики

$$\zeta_{12\tau} = \lambda_{1\tau} \lambda_0^{-1} [(L_S \tau - h_r) - 2^{-1} \lambda_0] + \lambda_{2\tau} + \lambda_{4\tau} \{1 - \lambda_0 \lambda_3 (\lambda_6 \tau + \lambda_0) [2(L_S \tau - h_r) \varepsilon_\tau]^{-1}\}^2, \quad (3)$$

моделируемой в зависимости от конструктивных и режимных параметров процесса дросселирования рабочей жидкости [10] на основе принципа суперпозиции для потерь давления в элементарных местных сопротивлениях [4, 26]. Выражение (3) содержит обозначения:

$$\begin{aligned} \lambda_0 &\equiv h_r + d_h; \lambda_{2\tau} \equiv S_h j D_{y\tau}^4 (90^\circ)^{-1} [(D_{iCE} - 2h_C)^2 - D_{eCI}^2]^{-2}; \lambda_3 \equiv 4D_S (\pi S_h d_h^2)^{-1}; \\ \lambda_5 &\equiv 4S_r (h_h + d_h) (\pi d_0^2)^{-1}; \lambda_6 \equiv 7L_S / 2; \lambda_{4\tau} \equiv 2[(D_{iCE} - 2h_C)^2 - (D_S + h_S)^2]^2 / D_{y\tau}^4; \\ \lambda_{1\tau} &\equiv 64S_h h_S D_{y\tau}^2 (Re_{y\tau} d_h^3)^{-1}; \lambda_7 \equiv S_h h_h h_S [1 + D_S (D_S + h_S)^{-1}] \{90^\circ [(D_{iCE} - 2h_C)^2 - D_S^2]\}^{-1}. \end{aligned}$$

где D_{iCE} – внутренний диаметр внешней камеры толщиной h_C ; D_{eCI} – внешний диаметр внутренней камеры; h_h – расстояние между дроссельными отверстиями в одном ряду; φ – угол скоса для внешнего затвора сепаратора в форме цилиндрической обечайки. Для коэффициента сжатия струи ε_τ в выражении (3) предложено использовать модифицированную формулу, полученную на основе формулы А. Д. Альштуля [26], в виде

$$\varepsilon_\tau = 0.57 + 4.3 \cdot 10^{-2} \{1.1 \cdot 2^{-1} [\lambda_7 + \lambda_{8\tau}]\}^{-1}, \quad (4)$$

где $\lambda_{8\tau} \equiv 2S_r (h_h + d_h) (h_r + d_h + \lambda_6 \tau) (\pi d_0^2)^{-1}$. Связь между значением критерия Рейнольдса $Re_{y\tau}$ и диаметром условного проходного сечения $D_{y\tau}$ при расчете коэффициента $\lambda_{1\tau}$ в выражении (3) отражается известным соотношением $Re_{y\tau} = 353 Q_{1\max} (v_1 D_{y\tau})^{-1}$ [18] при степени открытия клапана $\tau \in [0; 1]$, где $Q_{1\max}$ – максимальное значение расхода рабочей среды ($\text{м}^3/\text{ч}$); v_1 – значение ее кинематической вязкости ($\text{см}^2/\text{с}$) при фиксированном температурном показателе t ($^\circ\text{C}$).



Таким образом, моделирование аналитической зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от степени открытия клапана с *внешним затвором сепаратора* [7] выполняется с помощью (3) с учетом (4) и позволяет произвести оценку пропускной способности $K_{V\tau}$ и пропускной характеристики σ_τ согласно (1) для регулирующей арматуры указанного типа [31].

Применение результатов моделирования коэффициента гидравлического сопротивления к расчету основных характеристик процесса дросселирования жидкости в осевом клапане с внешним затвором сепаратора

Используем предложенный способ оценки набора характеристик $y = \{K_{V\tau}, \sigma_\tau\}$ для процесса дросселирования жидкости в осевом клапане с внешним затвором сепаратора [7] на конкретном примере дросселирования потоков воды согласно номенклатуре выбора рабочей среды для испытаний трубопроводной арматуры [19, 21, 32].

Входными данными $x = \{a, b\}$ для расчета показателей $y = \{K_{V\tau}, \sigma_\tau\}$ указанного процесса (пропускной способности $K_{V\tau}$ и пропускной характеристики σ_τ являются значения режимных $a = \{a_j, j = \overline{1, n_1}\}$ и конструктивных $b = \{a_j, j = \overline{1, n_2}\}$ параметров. Полученные значения диаметра условного проходного сечения, критерия Рейнольдса и коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от степени открытия сепаратора с внешним затвором согласно (3), (4) представлены в табл. 1.

Таблица 1. Значения диаметра условного проходного сечения, критерия Рейнольдса и коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от степени открытия сепаратора с внешним затвором

τ	$D_{y\tau}, 10^{-2}, \text{ м}$	$Re_{y\tau}, 10^4$	$\zeta_{12\tau}, 10^3$
0.23	1.40	1.5564	3.1857
0.62	2.21	0.9844	0.2658
0.81	2.80	0.7782	0.1128
1.0	3.13	0.6961	0.0919

Приведем основные значения режимных параметров $a = \{Q_{1\max}; \Delta P_{\min}; t; \nu_1\}$, $n_1 = 4$ данного процесса дросселирования: максимальный расход жидкости $Q_{1\max} = 0.5 \text{ м}^3/\text{ч}$; минимальный перепад давления $\Delta P_{\min} = 1.5 \text{ кПа}$; температурный показатель $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; кинематическая вязкость $\nu_1 = 0.81 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2/\text{с}$. Значения конструктивных параметров $b = \{D_S; h_S; L_S; d_h; h_h; S_r; S_r; h_r; D_{iCE}; h_C; D_{eCl}; \varphi; h_L\}$, $n_2 = 13$ разобьем на три группы:

1) для сепаратора: (выходной диаметр $D_S = 3.4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; толщина $h_S = 0.15 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; длина перфорированной части $L_S = 2.35 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; число рядов круглых радиальных дроссельных отверстий $S_r = 5$; число данных отверстий в одном ряду $S_h = 16$; диаметр дроссельных отверстий $d_h = 3.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; расстояние между рядами $h_r = 0.1 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; расстояние между дроссельными отверстиями в одном ряду $h_h = 0.3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$);



2) для цилиндрической части камеры (внутренний диаметр $D_{iCE} = 6.5 \cdot 10^{-2}$ м и толщина $h_c = 0.28 \cdot 10^{-2}$ м внешней камеры; внешний диаметр внутренней камеры $D_{eCI} = 5.3 \cdot 10^{-2}$ м);

3) для внешнего затвора в форме цилиндрической обечайки (угол скоса $\varphi = 45^\circ$; толщина $h_L = 0.15 \cdot 10^{-2}$ м).

Результаты оценки набора характеристик $y = \{K_{V\tau}, \sigma_\tau\}$ согласно (1), (2) с учетом (3), (4) для процесса дросселирования жидкости в осевом клапане с внешним затвором сепаратора [7] приведены на рис. 1 и 2. Анализ результатов расчета для набора характеристик $y = \{K_{V\tau}, \sigma_\tau\}$ позволил выявить наиболее значимые конструктивные параметры, оказывающие наибольшее влияние на указанные показатели исследуемого процесса. В частности, к таким параметрам относятся следующие: выходной диаметр D_S , число дроссельных отверстий в одном ряду на цилиндрической поверхности сепаратора S_h , диаметр дроссельных отверстий d_h .

Наблюдающийся общий характер поведения зависимостей для пропускной способности $K_{V\tau}$ (рис. 1, а-в) и пропускной характеристики σ_τ (рис. 2, а-в) от набора параметров $c = \{D_S; S_h; d_h\} \in b$ для процесса дросселирования потоков жидкости в осевом клапане с внешним затвором сепаратора объясняется пропорциональностью данных показателей согласно выражению (1). Например, при максимальной степени открытия клапана ($\tau = 1$) увеличение диаметра дроссельных отверстий d_h в 2 раза (с $2.5 \cdot 10^{-3}$ до $5.0 \cdot 10^{-3}$ м) приводит к росту условной пропускной способности $K_{V\tau}$ в 1.66 раза (с 2.7 до 4.5 м³/ч; рис. 1, в) и пропускной характеристики σ_τ в 1.19 раза (с 0.70 до 0.83; рис. 2, в).

Аналогично увеличение числа дроссельных отверстий в одном ряду цилиндрического сепаратора S_h в 1.8 раза согласно рис. 1, а и рис. 2, а отражается на повышении соответственно условной пропускной способности $K_{V\tau}$ в 1.75 раза и пропускной характеристики σ_τ в 1.15 раза. При этом наибольшее влияние на указанные характеристики из набора $y = \{K_{V\tau}, \sigma_\tau\}$ оказывает возрастание степени открытия клапана τ . Например, повышение степени открытия клапана до 60% приводит к плавному росту пропускной характеристики до значений, не превышающих 0.3 (рис. 2, в). Указанная нелинейная зависимость пропускной характеристики регулирующего осевого клапана с внешним затвором сепаратора σ_τ от степени открытия клапана τ создает предпосылки для выбора профилирования данного показателя, что является основной задачей проектировщиков трубопроводной арматуры. Заметим, что практическое применение рассмотренных в настоящем исследовании вопросов получено при разработке инженерной методики расчета конструктивных параметров [33, 34] для соответствующего регулирующего клапана с реализацией процесса дросселирования потоков рабочей среды.

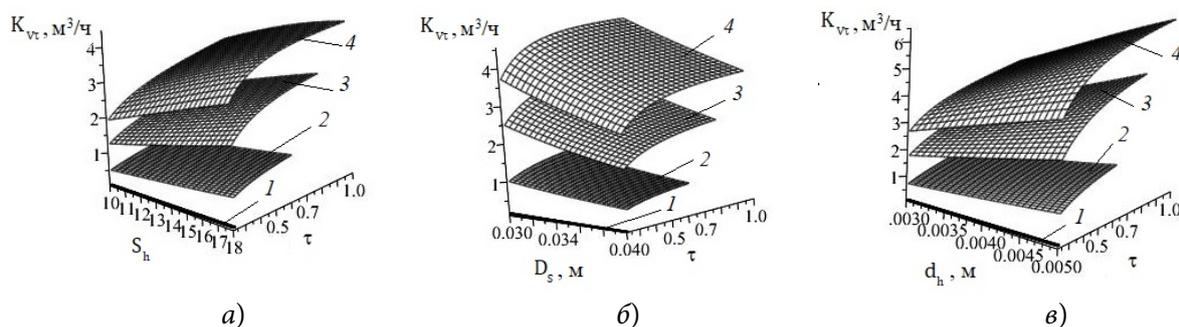


Рис. 1. Зависимость между условной пропускной способностью осевого клапана с внешним затвором и параметрами процесса дросселирования потоков жидкости:

a – $K_{v\tau}(S_h, \tau)$; $D_s = 3.4 \cdot 10^{-2}$ м; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-3}$ м; *б* – $K_{v\tau}(D_s, \tau)$; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-3}$ м; $S_h = 16$; *в* – $K_{v\tau}(d_h, \tau)$;

$D_s = 3.4 \cdot 10^{-2}$ м; $S_h = 16$; 1 – $D_{y\tau} = 1.4 \cdot 10^{-2}$ м; 2 – $D_{y\tau} = 2.2 \cdot 10^{-2}$ м; 3 – $D_{y\tau} = 2.8 \cdot 10^{-2}$ м; 4 – $D_{y\tau} = 3.1 \cdot 10^{-2}$ м

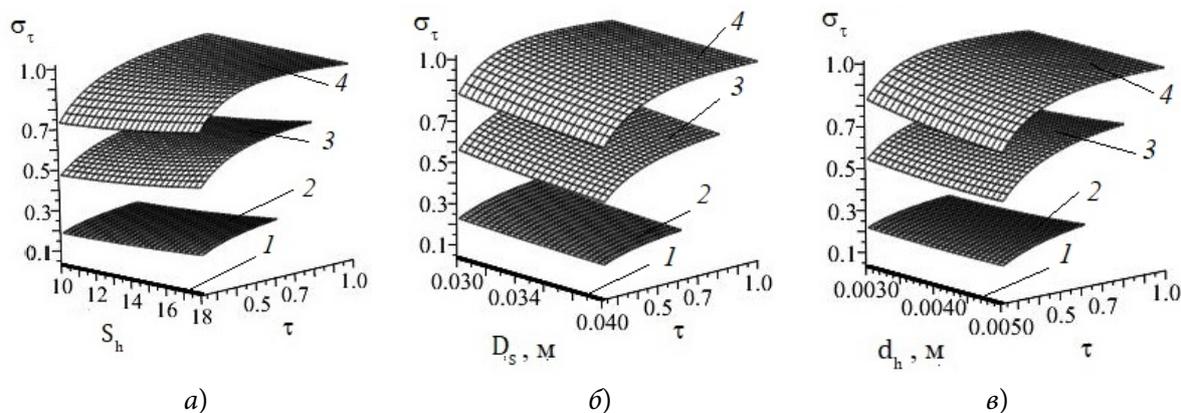


Рис. 2. Зависимость между пропускной характеристикой осевого клапана с внешним затвором и параметрами процесса дросселирования потоков жидкости:

a – $\sigma_\tau(S_h, \tau)$; $D_s = 3.4 \cdot 10^{-2}$ м; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-3}$ м; *б* – $\sigma_\tau(D_s, \tau)$; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-3}$ м; $S_h = 16$; *в* – $\sigma_\tau(d_h, \tau)$;

$D_s = 3.4 \cdot 10^{-2}$ м; $S_h = 16$; 1 – $D_{y\tau} = 1.4 \cdot 10^{-2}$ м; 2 – $D_{y\tau} = 2.2 \cdot 10^{-2}$ м; 3 – $D_{y\tau} = 2.8 \cdot 10^{-2}$ м; 4 – $D_{y\tau} = 3.1 \cdot 10^{-2}$ м

Выводы

По результатам проведенного исследования оценки основных характеристик для процесса дросселирования жидкости в осевом клапане с внешним затвором сепаратора можно сделать следующие выводы.

1. Доказана эффективность предложенных авторами конструктивных особенностей регулирующего оборудования для реализации процесса дросселирования потоков рабочей среды, вследствие чего обозначено перспективное направление для создания устройств регулирующей арматуры, предназначенной для решения проблемы импортозамещения.

2. Выявлен ряд конструктивных параметров, оказывающих наиболее существенное влияние на протекание процесса дросселирования жидкости в осевом клапане с внешним затвором сепаратора, что способствует разработке соответствующих рекомендаций при проектировании нового регулирующего оборудования. Например, при максимальной степени открытия клапана увеличение диаметра дроссельных отверстий в 2 раза



приводит к росту условной пропускной способности в 1.66 раза и пропускной характеристики в 1.19 раза. Кроме того, рост степени открытия клапана до 60% приводит к плавному росту пропускной характеристики до значений, не превышающих 0.3.

3. Полученная нелинейная зависимость пропускной характеристики регулирующего осевого клапана с внешним затвором сепаратора от степени открытия клапана создает предпосылки для выбора профилирования данного показателя при варьировании диапазонов изменения конструктивных параметров и имеет широкое практическое применение при разработке инженерной методики расчета данных характеристик.

Литература

1. **Кнепп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф.** Кавитация. М.: Мир, 1974. 668 с.
2. **Окслер Г.** Кавитация в арматуре? Разберемся! *Арматуростроение*. 2012. № 2 (77). С. 74–77.
3. **Капранова А., Neklyudov S., Lebedev A., Meltser A.** Determination of the average parameters of cavitation bubbles in the flowing part of the control valves. *Int. J. Mech. Eng. Technol.* 2018. V. 9, No. 3. P. 25-31. Режим доступа: https://www.iaeme.com/MasterAdmin/UploadFolder/IJMET_09_03_003/IJMET_09_03_003.pdf (Дата обращения 27.09.2020).
4. **Арзуманов Э.С.** Гидравлические регулирующие органы систем автоматизированного управления. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
5. **Черноштан В.И., Кузнецов В.А.** Трубопроводная арматура ТЭС. Справочное пособие. М.: Изд. МЭИ, 2001. 368 с.
6. **Лернер Д.Г., Спиридонов Е.К., Форенталь В.И.** Комплексный подход к исследованию дросселирующего распределителя. *Известия ШНЦРАН*. 2011. Т. 13. № 1 (2). -С. 459-462.
7. Патент РФ № 175446. Прямоточный регулирующий клапан / А.Е. Лебедев, А.Б. Капранова, А.М. Мельцер, С.А. Солопов, Д.В. Воронин, В.С. Неклюдов, Е.М. Серов; опубл. 2017.
8. **Капранова А.Б., Лебедев А.Е., Мельцер А.М., Неклюдов С.В., Серов Е.М.** О методах моделирования основных стадий развития гидродинамической кавитации. *Фундаментальные исследования*. 2016. № 3 (часть 2). С. 268-273. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=25740700> (Дата обращения 27.09.2020).
9. **Климонтович, Ю.Л.** Турбулентное движение и структура хаоса: Новый подход к статистической теории открытых систем. М.: ЛЕНАНД, 2014. 328 с.
10. **Капранова А., Neklyudov S., Lebedev A., Meltser A.** Qualitative evaluation of the coefficient of hydraulic resistance in the area of the divider of the fluid flow of the axial valve. *Int. J. Mech. Eng. Technol.* 2018. V. 9, N. 8. P. 153-159. Режим доступа: https://www.iaeme.com/MasterAdmin/UploadFolder/IJMET_09_08_016/IJMET_09_08_016.pdf (Дата обращения 27.09.2020).
11. **Капранова А.В., Lebedev A.E., Meltser A.M., Solopov S.A.** The application process of the Ornstein-Uhlenbeck to the formation of cavitation bubbles. *Czas. Tech. Mech.* 2016. V. 113.N. 2. P. 136-144. DOI:10.4467/2353737XCT.16.101.5500. Режим доступа: <https://www.semanticscholar.org/paper/The-application-process-of-the-Ornstein-Uhlenbeck-to-Kapranova-Lebedev/fd23da0b8998ea9eaf058ff4f72acac6886955fc> (Дата обращения 27.09.2020).
12. **Капранова А., Miadonye A.** Stochastic simulation of cavitation bubbles formation in the axial valve separator influenced by degree of opening. *Journal of Oil, Gas and Petrochemical Sciences*. 2019. V. 2. N. 2. P. 70-75. DOI: 10.30881/jogps.00026
13. **Капранова А., Lebedev A., Meltser A., Neklyudov S.** The ensemble-averaged characteristics of the bubble system during cavitation in the separator. *E3s Web of Conference*. 2019. V. 140. 06005. DOI: 10.1051/e3sconf/201914006005
14. **Капранова А.Б., Лебедев А.Е., Мельцер А.М., Неклюдов С.В.** Стохастическая модель процесса образования кавитационных пузырей в проточной части регулирующего клапана. *Вестник ИГЭУ*. 2016. № 4. С. 24-29. DOI: 10.17588/2072-2672.2016.4.024-029



15. **Franc J.-P., Michel J.-M.** Fundamentals of Cavitation. *Fluid Mechanics and Its Applications*. 2005. V. 76. N 11. DOI:10.1007/1-4020-2233-6
16. **S. Xu, Y. Qiao, X. Liu, C.C. Church, M. Wan** Fundamentals of Cavitation. In: Wan M., Feng Y., Haar G. (eds). *Cavitation in Biomedicine*. Dordrecht: Springer, 2015. DOI:10.1007/978-94-017-7255-6_1
17. **Qian J., Liu B., Jin Z., Zhang H., Lu A.** Numerical analysis of flow and cavitation characteristics in a pilot-control globe valve with different valve core displacements. *J. Zhejiang Univ. Sci. A*. 2016, V. 17, N. 1. P. 54-64. DOI:10.1631/jzus.A1500228
18. **Арзуманов Э.С.** Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем. М.: Энергия, 1971. - 112 с.
19. ГОСТ12893-2005. Клапаны регулирующие односедельные, двухседельные и клеточные. Общие технические условия. М.: Стандартинформ, 2008. 26 с.
20. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
21. ГОСТР 52720-2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2007. 30 с.
22. Патент KR N 20180055897A. Valve / T. J. Preston. Published by 2018.
23. Патент US N 8297315B2. Throttle valve / V. Esveldt. Published by 2012.
24. Патент US N 4327757. Control valve / H.H. Weevers. Published by 1982.
25. **Volgin G.** The hydraulic resistance coefficient in the conditions of simultaneous effect of Re, Fr and B/h. *E3S Web of Conferences*. 2019. V. 97, 05031. DOI:10.1051/e3sconf/20199705031
26. **Альшкуль А.Д.** Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1970. 216 с.
27. **Narasimhamurthy V.D., Andersson H.** Turbulence statistics in a rotating ribbed channel. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2014. V. 51. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.10.008
28. **Kireev V.N., Nizamova A., Urmancheev S.F.** The hydraulic resistance of thermoviscous liquid flow in a plane channel with a variable cross-section. *Journal of Physics Conference Series*. 2019. V. 1158. N 3. 032014. DOI:10.1088/1742-6596/1158/3/032014
29. **Alfonsi G.** Direct Numerical Simulation of Turbulent Flows. *Applied Mechanics Reviews*. 2011. V. 64. N. 2. 0802. DOI: 10.1115/1.4005282
30. **Narasimhamurthy V.D., Andersson H.** DNS of turbulent flow in a rotating rough channel. 8th Workshop on Direct and Large-Eddy Simulation: materials of the International Conference (January 2011). V. 15. DOI: 10.1007/978-94-007-2482-2_65
31. **Капранова А.Б., Лебедев А.Е., Мельцер А.М., Неклюдов С.В.** О влиянии пропускной способности осевого клапана на параметры стохастической модели кавитации. *РХЖ (Журнал хим. общества им. Д.И. Менделеева)*. 2018. Т. 62. № 4. С. 51-53. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=36290376> (Дата обращения 27.09.2020).
32. ГОСТР 55508-2013. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик. - М.: Стандартинформ, 2014. 38 с. GOSTR 55508-2013.
33. **Kapranova A.B., Lebedev A.E., Neklyudov S.V., Melzer A.M.** Engineering Method for Calculating of an Axial Valve Separator With an External Location of the Locking Part. *Frontiers in Energy Research: Process and Energy Systems*. March 2020. V. 8. article 32. P. 1-17. DOI: 10.3389/fenrg.2020.00032
34. **Капранова А.Б., Лебедев А.Е., Мельцер А.М., Неклюдов С.В.** Исследование поведения системы газ-пар внутри кавитационного пузыря при работе осевого клапана. *Вестник ИГЭУ*. 2020. № 3. С. 58-64. DOI:10.17588/2072-2672.2020.3.058-064
35. **Kapranova A.B., Lebedev A.E., Melzer A.M., Neklyudov S.V.** About Formation of Elements of a Cyber-Physical System for Efficient Throttling of Fluid in an Axial Valve. In monograph: *Cyber-Physical Systems: Advances in Design & Modelling. Studies in Systems, Decision and Control* / eds. A. Kravets, A. Bolshakov, M. Shcherbakov. V. 259. Springer, Cham, 2020. P. 109-119. DOI: 10.1007/978-3-030-32579-4_9

Поступила в редакцию 11.09.2020

Принята к опубликованию 15.10.2020