

В. В. Харьков, А. Н. Николаев

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ВИХРЕВЫХ АППАРАТОВ С УЧЕТОМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАКРУТКИ ГАЗОВОГО ПОТОКА

Ключевые слова: перепад давления, центробежная форсунка, закрученное течение, энергоэффективность.

Вихревые аппараты являются эффективными устройствами для интенсификации процессов теплообмена и сепарации в химической технологии, энергетике и других отраслях промышленности. Одной из ключевых задач при их проектировании является точная оценка гидравлического сопротивления, определяющая энергетические затраты. Особую сложность представляют многоступенчатые системы, в которых закрученный поток на выходе с нижележащей ступени поступает на вход последующей. Целью работы является развитие аналитического метода расчета гидравлического сопротивления на основе теории центробежной форсунки для случая двух последовательно установленных вихревых элементов с учетом предварительной закрутки потока. В основе метода лежит расчетная схема, разделяющая поток на четыре характерных сечения. Положения поверхностей разрыва сплошности определялись исходя из критерия максимального расхода. Получена расчетная зависимость для коэффициента гидравлического сопротивления системы двух идентичных вихревых элементов, устанавливающая связь с безразмерным коэффициентом сохранения закрутки Φ_2 . Показано, что сопротивление системы изменяется от суммы сопротивлений отдельных элементов при $\Phi_2 = 0$ до сопротивления одного элемента при $\Phi_2 = 1$. Анализ зависимости показал, что сохранение на входе во вторую ступень 50% крутки потока позволяет снизить общее сопротивление системы на 20–40% по сравнению с режимом полного затухания вихря. Сравнение с независимыми экспериментальными данными подтвердило адекватность предложенного метода. Регулирование степенью сохранения закрутки между ступенями является эффективным способом снижения гидравлических потерь. Разработанная методика предназначена для инженерных расчетов и оптимизации конструкции многоступенчатых вихревых аппаратов с последовательно установленными идентичными ступенями.

V. V. Khar'kov, A. N. Nikolaev

CALCULATION OF PRESSURE DROP IN MULTI-STAGE VORTEX DEVICES WITH PRE-SWIRLED GAS FLOW

Keywords: pressure drop, centrifugal nozzle, swirling flow, energy efficiency.

Vortex devices are effective apparatuses for intensifying heat and mass transfer and separation processes in chemical engineering, energy, and other industrial sectors. One of the key challenges in their design is the accurate assessment of pressure drop, which determines energy consumption. Multi-stage systems present particular complexity, where a swirling flow exiting a lower stage enters the subsequent one. The aim of this work is to develop an analytical method for calculating the pressure drop based on the theory of a centrifugal nozzle, applied to two sequentially arranged vortex elements accounting for pre-swirled flow. The method is founded on a computational scheme dividing the flow into four characteristic sections. The positions of the flow discontinuity surfaces were determined based on the maximum flow rate criterion. A calculated dependence for the pressure drop coefficient of a system of two identical vortex elements was obtained, establishing a relationship with the dimensionless swirl conservation coefficient Φ_2 . It is shown that the system's pressure drop varies from the sum of the pressure drops of individual elements at $\Phi_2 = 0$ to the pressure drop of a single element at $\Phi_2 = 1$. Analysis of the dependence revealed that preserving 50% of the flow swirl at the inlet to the second stage reduces the overall system pressure drop by 20–40% compared to the mode of complete vortex decay. Comparison with independent experimental data confirmed the adequacy of the proposed method. Managing the degree of swirl conservation between stages is an effective way to reduce hydraulic losses. The developed methodology is intended for engineering calculations and optimization of multi-stage vortex apparatus designs with sequentially arranged identical stages.

Вихревые аппараты являются высокоэффективным средством в решении задач газоочистки, теплообмена и сепарации в различных отраслях промышленности [1–3]. Несмотря на широкое распространение, разработка методов расчета их гидравлического сопротивления остаётся актуальной проблемой, особенно для многоступенчатых систем с предварительной закруткой потока [4, 5].

В предыдущей работе [6] авторами предложен универсальный метод расчета гидравлического сопротивления одноступенчатых вихревых аппаратов без предварительной закрутки потока, основанный на теории центробежной форсунки. Полученная зависимость (1), которая определяется

коэффициентом крутки потока A , положением поверхности разрыва течения x и геометрией завихрителя (через коэффициент восстановления скорости ϵ_0) показала хорошее соответствие с экспериментом в критическом режиме.

$$\zeta_{BX} = \frac{\epsilon_0^2}{x^2} + \frac{A^2}{(1-x^2)^2}. \quad (1)$$

Однако технологические установки часто содержат многоступенчатые вихревые аппараты, где закрученный выход нижней ступени поступает на вход верхней. Сохранение момента количества движения между ступенями характеризуется коэффициентом крутки потока $\Phi_2 \in [0, 1]$. При этом классическое аддитивное правило суммирования

местных сопротивлений становится неприменимо, так как не учитывает взаимное энергетическое влияние последовательных ступеней [7]. Современные исследования показывают, что оптимизация конструкции завихрителей и анализ энергетических потерь с учётом предварительной закрутки могут привести к снижению расхода энергии на 20–43 % при сохранении требуемой эффективности разделения [8, 9].

Параметры сохранения крутки потока между ступенями требуют экспериментальной и расчётной верификации. Расчёты показывают, что гидравлическое сопротивление многоступенчатой системы существенно зависит от коэффициента сохранения момента количества движения [10], что открывает возможность оптимизации конструкции межступенчатого пространства. Известно также, что гидродинамические характеристики многоступенчатых вихревых устройств существенно отличаются от одноступенчатых аналогов, что требует специальных подходов при расчёте и проектировании [11–13].

Целью данной работы является расширение метода расчета [6] на многоступенчатые системы с предварительной закруткой, включая количественное определение влияния параметра Φ_2 на гидравлическое сопротивление.

Ранее уже отмечалось, что одним из способов снижения гидравлического сопротивления многоступенчатых вихревых аппаратов является сохранение крутки газового потока при переходе с нижележащей ступени на вышележащую. Частичная подкрутка газового потока на второй и последующих ступенях, компенсирующая затухание крутки потока в межступенчатом пространстве, позволяет снизить их гидравлическое сопротивление, согласно данным экспериментального исследования [14–15], в 3...5 раз.

Для применения методики [1] к двухступенчатой системе расчетная область, представленная на рис. 1, была разбита на четыре характерных сечения, для каждого из которых принимается потенциальное течение в кольцевом пространстве $r_v < r < R$.

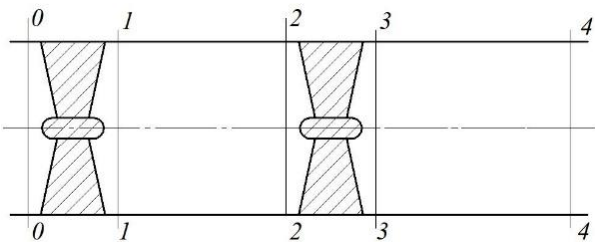


Рис. 1 – Схема характерных сечений

Fig. 1 – Scheme of characteristic sections

Методика расчета полных давлений в этих сечениях (поступательное течение на входе, закрученное течение на выходе каждого элемента, истечение) основана на модели центробежной форсунки. Статические давления в сечениях определяются на основе граничных условий: (1) равенство давления на поверхности разрыва течения; (2) пренебрежение потерями трения в завихрителе.

Связь между давлениями и скоростями следует из закона Бернулли. Характеристики сечений двухступенчатой системы приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Уравнения для полного давления двухступенчатой системы вихревых аппаратов

Table 1 – Equations for the total pressure of a two-stage vortex separator system

Сечение	Полное давление
0–0	$P_0 = p_0 + \frac{\rho_r W_{z0}^2}{2} = p_0 + \frac{G^2}{2\rho_r (\pi R^2)^2}$
1–1	$P_1 = p_1 + \frac{1}{2} \rho_r W_{\phi 1}^2 + \frac{1}{2} \rho_r W_{z1}^2 =$ $= p_{e1} + \frac{\rho_r W_{o1}^2 R^2}{2r_{e1}^2} + \frac{G^2}{2\rho_r \pi^2 (R^2 - r_{e1}^2)^2}$
2–2	$P_2 = p_{e2} + \frac{\rho_r W_{o2}^2 R^2}{2r_{e2}^2} + \frac{G^2}{2\rho_r \pi^2 (R^2 - r_{e2}^2)^2}$
3–3	$P_3 = p_{e3} + \frac{\rho_r W_{o3}^2 R^2}{2r_{e3}^2} + \frac{G^2}{2\rho_r \pi^2 (R^2 - r_{e3}^2)^2}$

Стоит отметить, что при переходе от сечения 1–1 к сечению 2–2 поток теряет некоторую часть энергии, раскручивается. Степень крутки потока оценивается через коэффициент крутки, равный отношению осевой составляющей момента количества движения к осевой компоненте количества движения

$$\Phi = \frac{M_z}{K_z R} = \frac{\int_{r_e}^R r^2 W_\phi W_z dr}{R \int_{r_e}^R r W_z dr} \quad (2)$$

Для простоты выкладок принимается, что в данном сечении течение также является потенциальным с распределениями скоростей и статического давления. Нетрудно установить, что при принятом описании структуры течения коэффициент крутки потока равен тангенсу угла скоса потока у стенки аппарата ($r = R$)

$$\Phi_2 = \frac{W_{o2}}{W_{z2}} \quad (3)$$

Для двухступенчатой системы требуется дополнительно определить статическое давление p_{e2} на поверхности разрыва во второй ступени:

$$p_{e2} = p_{e1} - \frac{\rho_r W_{o2}^2 R^2}{2r_{e2}^2} - \frac{G^2}{2\rho_r \pi^2 (R^2 - r_{e2}^2)^2} \quad (4)$$

На основе соотношений для полных и статических давлений, а также связей для тангенциальных скоростей, коэффициент гидравлического сопротивления системы двух идентичных вихревых элементов был получен из энергетического баланса:

$$\zeta_{\Sigma} = \frac{2(P_0 - P_4)}{\rho_f W_{ex}^2} = \frac{1}{W_{ex}^2} \left(\frac{W_{01}^2}{x_1^2} - \frac{W_{02}^2}{x_2^2} + \frac{W_{03}^2}{x_3^2} \right) + A^2 \left[(1-x_1^2)^2 - (1-x_2^2)^2 + (1-x_3^2)^2 - 1 \right] \quad (5)$$

где $x_i = r_{ei}/R$ ($i = 1, 2, 3$) – относительный радиус поверхностей разрыва течения.

Значение тангенциальной скорости на периферии потока ($r = R$) в сечениях за элементами выражается через расчетную скорость в живом сечении завихрителей W_{ex} и коэффициент восстановления скорости

$$\varepsilon_1 = W_{01} / W_{ex}; \quad \varepsilon_3 = W_{03} / W_{ex}. \quad (6)$$

По-прежнему коэффициент восстановления скорости определяется только геометрией завихрителей. Если завихрители вихревых элементов идентичны, то $\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = \varepsilon_0$. Значение тангенциальной скорости W_{02} находится через величину коэффициента крутки потока и величину объемного расхода газа

$$W_{02} = \Phi_2 W_{z2} = \Phi_2 \frac{G^2}{2\rho_f \pi (R^2 - r_{e2}^2)}. \quad (7)$$

С учетом зависимостей для давлений (табл. 1) и формулы (7) выражение (5) преобразуется к виду

$$\zeta_{\Sigma} = \frac{\varepsilon_0^2}{x_1^2} + \frac{\varepsilon_0^2}{x_3^2} - \frac{\Phi_2^2 A^2}{x_2^2 (1-x_2^2)^2} + A^2 \left[\frac{1}{(1-x_1^2)^2} - \frac{1}{(1-x_2^2)^2} + \frac{1}{(1-x_3^2)^2} - 1 \right]. \quad (8)$$

Как следует из формулы (8) величина коэффициента гидравлического сопротивления существенно зависит от положения поверхностей разрыва течения x_i ($i = 1, 2, 3$). Как и ранее величину x_i находится на основании гипотезы максимального расхода:

$$\frac{d\zeta_{\Sigma}}{dx_1} = 0; \quad \frac{d\zeta_{\Sigma}}{dx_2} = 0; \quad \frac{d\zeta_{\Sigma}}{dx_3} = 0. \quad (9)$$

Выполняя дифференцирование выражения (8), получаем искомые зависимости для определения величин x_i

$$A^2 = \frac{\varepsilon_0^2 (1-x_1^2)^3}{2x_1^4}; \quad A^2 = \frac{\varepsilon_0^2 (1-x_3^2)^3}{2x_3^4}; \quad \Phi_2^2 = \frac{2x_2^4}{1-x_2^2} \quad (10)$$

С учетом выражений (10) зависимость (8) принимает окончательный вид, удобный для анализа:

$$\zeta_{\Sigma} = 2 \left[\frac{\varepsilon_0^2}{x^2} + \frac{A^2}{(1-x_2^2)^2} \right] - \frac{A^2}{(1-x_2^2)^2} \left(1 + \frac{\Phi_2^2}{x^2} \right) - A^2. \quad (11)$$

Анализ полученной зависимости (11) выявляет определяющее влияние степени сохранения закрутки Φ_2 на сопротивление системы:

• В частном случае полного затухания крутки в межступенчатом пространстве ($\Phi_2 = 0$)

гидравлическое сопротивление системы является максимальным и равным сумме сопротивлений каждого из элементов

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_1 + \zeta_2 = 2 \left[\frac{\varepsilon_0^2}{x^2} + \frac{A^2}{(1-x_2^2)^2} - A^2 \right]; \quad (12)$$

• С увеличением Φ_2 , то есть при наличии закрутки потока на входе во второй элемент, сопротивление системы уменьшается, так как элемент лишь частично подкручивает поток.

• В предельном случае полного сохранения закрутки ($\Phi_2 = 1$), когда второй элемент практически не оказывает воздействия на поток, энергетические затраты системы минимальны и равны гидравлическому сопротивлению одного элемента:

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_1 = \frac{\varepsilon_0^2}{x^2} + \frac{A^2}{(1-x_2^2)^2} - A^2. \quad (13)$$

Полученная зависимость (11) позволяет дать корректную интерпретацию результатам работы [14], где сообщалось о 3–5-кратном снижении сопротивления второй ступени. В указанной работе сопротивление второй ступени определялось формально, как разность общего сопротивления системы и сопротивления первой ступени:

$$\zeta_2^* = \zeta_{\Sigma} - \zeta_1 = \frac{\varepsilon_0^2}{x^2} + \frac{A^2}{(1-x_2^2)^2} - \frac{A^2}{(1-x_2^2)^2} \left(1 + \frac{\Phi_2^2}{x^2} \right). \quad (14)$$

Анализ уравнения (14) показывает, что в случае поступательного потока на входе ($\Phi_2 = 0$) уравнение (14) определяет коэффициент гидравлического сопротивления одноступенчатого вихревого аппарата. С увеличением Φ_2 , т.е. при наличии закрутки потока на входе, сопротивление ступени уменьшается, ступень лишь частично подкручивает поток. При равенстве крутки потока на входе и выходе ступени, т.е. когда ступень не оказывает воздействия на поток, энергетические затраты равны нулю. Однако это не означает, что вторая ступень не обладает сопротивлением. Это означает, что она не совершает дополнительной работы по закрутке уже закрученного потока. Таким образом, заявленное в [14] «снижение сопротивления» является не физическим эффектом, а артефактом некорректной методики разделения общих потерь, не учитывающей взаимное влияние ступеней в закрученном потоке. Однако, полученная зависимость (11), напротив, адекватно описывает реальное суммарное сопротивление системы.

Для верификации предложенной модели и количественной оценки энергоэффективности был выполнен расчет коэффициента гидравлического сопротивления второй ступени для вихревых контактных элементов с завихрителями аксиального типа ($A = 0,225$, $\beta_n = 12^\circ$), которые являлись объектом исследования в [14]. Расчеты показали, что при сохранении крутки на уровне 73%, сопротивление второй ступени составило всего лишь 28% от первоначального значения. Это качественно

согласуется с экспериментальными выводами [14] о значительном снижении гидравлических потерь. Однако, как было сказано ранее, предложенный в [14] способ определения сопротивления второй ступени является формальным, поскольку в условиях взаимного влияния закрученных потоков правило аддитивности гидравлических потерь неприменимо.

В отличие от этого, полученная зависимость (11) адекватно описывает реальное суммарное сопротивление системы. Это подтверждается сопоставлением результатов расчетов по уравнению (11), проведенные для вихревых элементов с различными степенями крутки потока. Полученные результаты были сопоставлены (рис. 2) с экспериментальными данными работ [14] и [16] для одноэлементных контактных ступеней с вихревыми элементами аксиального типа ($A = 0,225$, $\beta_1 = 12^\circ$) и с данными экспериментального исследования сопротивления двух вихревых ступеней с тангенциальными лопастными завихрителями ($A = 0,64$) при переменной интенсивности крутки потока на входе второй ступени, проведенного в рамках настоящей работы. Получено удовлетворительное согласие экспериментальных и расчетных значений ζ_{Σ} . Показано, что сохранение крутки потока, следующего с предыдущей контактной ступени, хотя бы на уровне 50% от первоначальной, позволит сократить общее сопротивление колонных вихревых аппаратов на 20...40%.

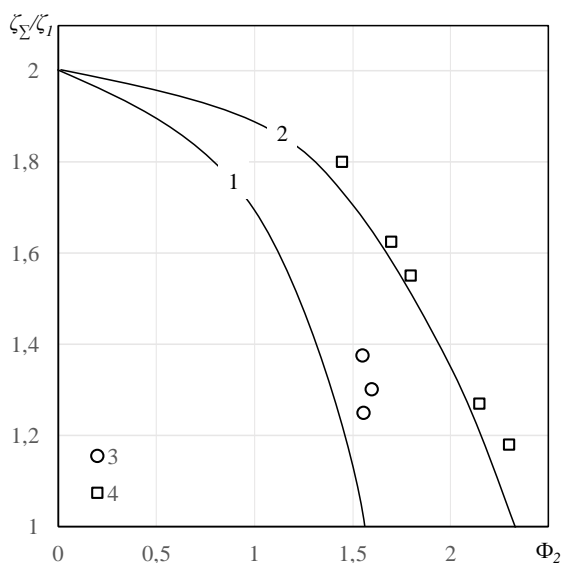


Рис. 2 – Зависимость общего коэффициента гидравлического сопротивления системы от степени сохранения закрутки потока Φ_2 : 1 – расчет для элементов с аксиальными завихрителями ($A = 0,225$); 2 – расчет для элементов с тангенциальными завихрителями ($A = 0,64$); 3 – экспериментальные данные [14]; 4 – экспериментальные данные [16]

Fig. 2 – Dependence of the total hydraulic resistance coefficient of the system on the flow swirl retention parameter Φ_2 : 1 – calculation for elements with axial swirlers ($A = 0.225$); 2 – calculation for elements with tangential swirlers ($A = 0.64$); 3 – experimental data [14]; 4 – experimental data [16]

Полученная зависимость (11) описывает систему идентичных ступеней (с контактными элементами одинаковой геометрии и коэффициентами крутки), что является наиболее распространенным случаем на практике. Как показано, минимум сопротивления такой системы достигается при полном сохранении закрутки и равен сопротивлению одной ступени. Однако, известны экспериментальные данные по циклонам с раскручивателями потока, где наблюдается снижение сопротивления ниже уровня одиночного аппарата. Для моделирования этого эффекта и расширения области применения, предлагаемый метод требует обобщения на случай последовательного соединения вихревых элементов разной геометрии, что является задачей дальнейших исследований.

Таким образом, полученные зависимости и расчетные данные подтверждают энергетическое преимущество вихревых аппаратов и позволяют осуществить такой выбор конструктивных решений ступеней, при котором общее гидравлическое сопротивление будет минимальным при заданной крутке потока.

Заключение

Разработан аналитический метод расчета гидравлического сопротивления многоступенчатых вихревых аппаратов с предварительной закруткой газового потока. На основе теории центробежной форсунки получена зависимость для коэффициента сопротивления системы двух последовательно установленных вихревых элементов.

Установлено, что гидравлическое сопротивление системы существенно зависит от степени сохранения закрутки потока между ступенями (Φ_2). При полном затухании крутки ($\Phi_2 = 0$) сопротивление равно сумме сопротивлений обеих ступеней, тогда как при полном сохранении закрутки ($\Phi_2 = 1$) оно снижается до сопротивления одной ступени. Показано, что сохранение крутки потока на уровне 50% позволяет снизить общее сопротивление колонных вихревых аппаратов на 20–40%.

Практическая значимость работы заключается в возможности оптимизации конструкций многоступенчатых вихревых аппаратов за счет регулирования степенью сохранения закрутки между ступенями, что обеспечивает минимальные энергозатраты при заданной интенсивности вихревого течения. Полученные результаты создают основу для дальнейшего обобщения метода на системы с элементами разной геометрии.

Благодарности

Работа выполнена за счет гранта, предоставленного Академией наук Республики Татарстан образовательным организациям высшего образования, научным и иным организациям на поддержку планов развития кадрового потенциала в части стимулирования их научных и научно-педагогических работников к защите докторских диссертаций и выполнению научно-исследовательских работ (соглашение № 10/2025-ПД-КНИТУ от 22.12.2025).

Литература

1. S. Pandey, M. Wasilewski, A. Mukhopadhyay, O. Prakash, A. Ahmad, L.S. Brar, *Applied Sciences*, 14, 5, Article 2034 (2024). DOI: 10.3390/app14052034.
2. A. Kourou, S. Chen, Y. Ouyang, *Current Opinion in Chemical Engineering*, 46, Article 101056 (2024). DOI: 10.1016/j.coche.2024.101056.
3. G. Chen, G. Jiang, L. Tang, N. Li, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 158, Article 107907 (2024). DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107907.
4. O.S. Dmitrieva, V.V. Kharkov, A.N. Nikolaev, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 58, 1755–1759 (2024). DOI: 10.1134/S0040579525601165.
5. T.C. Hsiao, D.R. Chen, L. Li, P. Greenberg, K.W. Street, *Aerosol Science and Technology*, 44(4), 253–261 (2010). DOI: 10.1080/02786820903575394.
6. В.В. Харьков, К.З. Лаврова, А.Н. Николаев, *Вестник Технологического университета*, 28, 8, 106–109 (2025). DOI: 10.55421/3034-4689_2025_28_8_106.
7. K. Bakhronov, A. Akhmatov, J. Dadakhon, *Chemistry and Chemical Engineering*, 4, Article 8 (2021). DOI: 10.51348/RGIR9524.
8. В.Г. Рябых, В.Я. Кожухарь, Л.В. Иванченко, В.Л. Савич, *Труды Одесского политехнического университета*, 1(43), 242–248 (2014).
9. А.Н. Мусинский, В.Г. Островский, С.Н. Пещеренко, *Территория Нефтегаз*, 9, 38–49 (2019).
10. Р.Р. Усманова, Г.Е. Заиков, *Энциклопедия инженера-химика*, 5, 29–35 (2014).
11. В.Э. Зинуров, В.В. Харьков, И.Н. Мадышев, *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*, 10-1, 173–181 (2022). DOI: 10.25018/0236_1493_2022_101_0_173.
12. A.L. Tukmakov, V.V. Kharkov, A.A. Akhunov, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 95, 4, 902–908 (2022). DOI 10.1007/s10891-022-02549-0.
13. А.Н. Николаев, О.В. Козулина, А.А. Овчинников, Р.Р. Фатыхов, *Вестник Казанского технологического университета*, 11, 82–89 (2010).
14. Е.С. Вязовкин, Автореф. дисс. канд. техн. наук, КХТИ, Казань, 1972. 24 с.
15. А.С. Карпенков, Н.А. Николаев, А.М. Николаев, *Труды КХТИ*, 1, 48–52 (1970).
16. А.Н. Николаев, Дисс. докт. техн. наук, КГТУ, Казань, 1999. 287 с.

References

1. S. Pandey, M. Wasilewski, A. Mukhopadhyay, O. Prakash, A. Ahmad, L.S. Brar, *Applied Sciences*, 14, 5, Article 2034 (2024). DOI: 10.3390/app14052034.
2. A. Kourou, S. Chen, Y. Ouyang, *Current Opinion in Chemical Engineering*, 46, Article 101056 (2024). DOI: 10.1016/j.coche.2024.101056.
3. G. Chen, G. Jiang, L. Tang, N. Li, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 158, Article 107907 (2024). DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107907.
4. O.S. Dmitrieva, V.V. Kharkov, A.N. Nikolaev, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 58, 1755–1759 (2024). DOI: 10.1134/S0040579525601165.
5. T.C. Hsiao, D.R. Chen, L. Li, P. Greenberg, K.W. Street, *Aerosol Science and Technology*, 44(4), 253–261 (2010). DOI: 10.1080/02786820903575394.
6. V.V. Kharkov, K.Z. Lavrova, A.N. Nikolaev, *Herald of Technological University*, 28, 8, 106–109 (2025). DOI: 10.55421/3034-4689_2025_28_8_106.
7. K. Bakhronov, A. Akhmatov, J. Dadakhon, *Chemistry and Chemical Engineering*, 4, Article 8 (2021). DOI: 10.51348/RGIR9524.
8. V.G. Ryabykh, V.Ya. Kozhukhar, L.V. Ivanchenko, V.L. Savich, *Proceedings of Odessa Polytechnic University*, 1(43), 242–248 (2014).
9. A.N. Musinsky, V.G. Ostrovsky, S.N. Peshcherenko, *Territoriya Neftegaz*, 9, 38–49 (2019).
10. R.R. Usmanova, G.E. Zaikov, *Encyclopedia of Chemical Engineer*, 5, 29–35 (2014).
11. V.E. Zinurov, V.V. Kharkov, I.N. Madyshev, *Mining Informational and Analytical Bulletin*, 10-1, 173–181 (2022). DOI: 10.25018/0236_1493_2022_101_0_173.
12. A.L. Tukmakov, V.V. Kharkov, A.A. Akhunov, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 95, 4, 902–908 (2022). DOI: 10.1007/s10891-022-02549-0.
13. A.N. Nikolaev, O.V. Kozulina, A.A. Ovchinnikov, R.R. Fatykhov, *Herald of Kazan Technological University*, 11, 82–89 (2010).
14. E.S. Vyazovkin, Abstract of PhD Thesis, Kazan Chemical Technological Institute, Kazan, 1972. 24 p.
15. A.S. Karpenkov, N.A. Nikolaev, A.M. Nikolaev, *Proceedings of KKhTI*, 1, 48–52 (1970).
16. A.N. Nikolaev, Diss. Sci. (Eng.) Dissertation, KSTU, Kazan, 1999. 287 p.

©В. В. Харьков – к.т.н., доцент кафедры Оборудования пищевых производств (ОПП), Казанский национальный исследовательский технологический университет (КНИТУ), Казань, Россия, v.v.kharkov@gmail.com; А. Н. Николаев – д.т.н., заведующий кафедрой ОПП, КНИТУ, andr_nik_nik@rambler.ru.

©V. V. Khar'kov – PhD (Technical Sci.), Associate Professor, Department of Food Production Equipment (FPE), Kazan National research Technological University (KNRTU), Kazan, Russia, v.v.kharkov@gmail.com; A. N. Nikolaev – Doctor of Science4s (Technical Sci.), Head of the FPE department, KNRTU, andr_nik_nik@rambler.ru

Дата поступления рукописи в редакцию – 03.12.25.

Дата принятия рукописи в печать – 08.04.26.