

УДК 532.5, 621.6, 621.671

Закачивание жидкости в закрытый резервуар вихревым насосом

Н.Л. Великанов, В.А. Наумов

Калининградский государственный технический университет

Pumping liquid into a closed tank using a vortex pump

N.L. Velikanov, V.A. Naumov

Kaliningrad State Technical University

Предложена математическая модель работы вихревого насоса в гидравлической сети. Сравнением уравнений рабочих характеристик вихревых насосов установлено, что линейные напорные характеристики (подача — перепад давления) у вихревых насосов являются подобными. Существует критерий подобия энергетической характеристики (подача — затраченная мощность). Составлено уравнение баланса массы воды в резервуаре, решение которого в общем случае сводится к задаче Коши, не имеющей аналитического решения. Зависимость безразмерной подачи от избыточного давления в резервуаре рассчитана численным методом. В качестве критерия подобия принято отношение гидравлических потерь в трубопроводе при наибольшей теоретической подаче к наибольшему теоретическому перепаду давления. При увеличении диаметра трубопровода в гидравлической сети давление возрастает, что обусловлено уменьшением гидравлических потерь в нем. Но, начиная с определенного диаметра, давление почти не меняется. Это означает, что при таких условиях можно пренебречь гидравлическими потерями в трубопроводе.

EDN: WNXQKE, <https://elibrary/wnxqke>**Ключевые слова:** затраченная мощность, самовсасывающая способность, вихревой насос, напорные характеристики

The paper presents a mathematical model of the operation of a vortex pump in a hydraulic network. By comparing the equations of performance of vortex pumps, it was found that the linear pressure characteristics (supply — pressure drop) of all vortex pumps are similar. There is a criterion for similarity of energy characteristics (supply — power consumption). The equation of the balance of the mass of water in the tank has been compiled. In general, its solution boils down to the task. Cauchy, which has no analytical solution. The dependence of the dimensionless expenditure on the excess pressure in the tank was calculated numerically. The ratio of hydraulic losses in the pipeline at the highest theoretical supply to the value of the largest theoretical pressure drop was adopted as a similarity criterion. As the diameter of the pipeline in the network increases, the pressure increases. This is due to the reduction of hydraulic losses in the pipeline. But starting from a certain diameter, the pressure practically does not change. This means that under such conditions, hydraulic losses in the pipeline can be neglected. The purpose of the article is to develop a mathematical model of the operation of a vortex pump in a hydraulic network.

EDN: WNXQKE, <https://elibrary/wnxqke>**Keywords:** power consumption, self-priming capacity, vortex pump, pressure characteristics

Перспективы совершенствования наилучших доступных технологий (НДП) и расширения практики их применения в последние годы привлекают внимание ученых и производственников как в России, так и за рубежом [1]. Повышение ресурсо- и энергоэффективности производства — одно из неотъемлемых требований, предъявляемых к НДП [2].

Некоторые процессы, используемые в химической промышленности, требуют большого объема воды (или специальных растворов) при повышенном давлении [3, 4]. Для таких производств российские предприятия выпускают резервуары из высококачественной стали со стенками толщиной 4...20 мм, объемом 0,5...500,0 м³, рабочим (избыточным) давлением до 1,6 МПа и температурным режимом 5...120 °С.

Чтобы повысить давление в заполненных водой резервуарах применяют различные насосы. В таком процессе требованиям, предъявляемым к НДП, наилучшим образом соответствуют вихревые насосы (ВН).

Известно, что при одинаковых габаритных размерах и частоте вращения рабочего колеса (РК) напор ВН в несколько раз больше, чем у центробежных насосов. Это позволяет проектировать и использовать ВН значительно меньших размеров по сравнению с центробежными насосами. Достоинством ВН является также и то, что они обладают самовсасывающей способностью. Недостаток ВН заключается в невысоком коэффициенте полезного действия (КПД) и быстром изнашивании деталей при работе с жидкостями, содержащими твердые частицы.

В зарубежных источниках закрытый ВН называют периферийным (*peripheral pump*), так как РК ВН представляет собой плоский диск с короткими радиальными лопатками, расположенными на периферии РК. В корпусе имеется кольцевая полость, в которую входят лопатки РК. Внутренний уплотняющий выступ, плотно примыкая к наружным торцам и боковым поверхностям лопаток, разделяет всасывающий и напорный патрубки.

Опубликовано довольно много результатов исследования ВН [5–13], большая часть которых посвящена совершенствованию его конструкции. В статье [5] установлено, что уменьшение торцевого зазора δ между РК и корпусом приводит к увеличению напора H . Причем при малых значениях δ характеристика подача Q — напор H является нелинейной, а при больших — становится прямолинейной. Далее бу-

дем рассматривать ВН с прямолинейными характеристиками.

Во многих работах математическое моделирование течения жидкости в элементах ВН выполнено на основе осредненных уравнений Навье — Стокса (уравнений Рейнольдса). Так, в публикации [6] приведены результаты расчета течения вязкой несжимаемой жидкости в каналах ВН. Получены поля давления и эпюры скоростей ее течения. Установлено, что повышение давления вдоль каналов ВК происходит по закону, близкому к линейному.

В статье [10] система уравнений Рейнольдса замкнута с помощью известной двухслойной модели турбулентности k – ε (k — кинетическая энергия турбулентности, ε — диссипация), учитывающей кривизну линий тока. Оценена сеточная независимость решения и исследовано влияние четырнадцати профилей лопасти на напор и КПД ВН.

Авторы работы [14] для замыкания системы уравнений Рейнольдса также использовали модель турбулентности k – ω . Результаты расчета напора ВН удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными при достаточно большой подаче. При небольших значениях подачи экспериментальная характеристика подачи — напор остается линейной, в расчете же получены значения H заметно меньшие. Предположено, что причина такого различия заключается в особенностях нестационарного течения и кавитации.

Значительно меньше публикаций посвящено повышению эффективности серийно выпускаемых ВН. В работе [7] предложено описывать нагрузочную характеристику ВН известным уравнением Эйлера, но с двумя поправочными коэффициентами. Полученное уравнение, проверенное экспериментально, показало хорошее соответствие с характеристикой серийно выпускаемого агрегата.

Цель статьи — разработка математической модели работы ВН в гидравлической сети.

Исходные материалы и методы. Уравнения рабочих характеристик ВН, применяемых в химической промышленности, как правило, могут быть аппроксимированы прямыми линиями:

$$P = f_1(Q) = P_1 - \alpha Q; \quad N = f_2(Q) = N_1 - \beta Q, \quad (1)$$

где P — перепад давления; P_1 , α , N_1 , β — константы, определяемые по результатам испытаний; N — затраченная мощность.

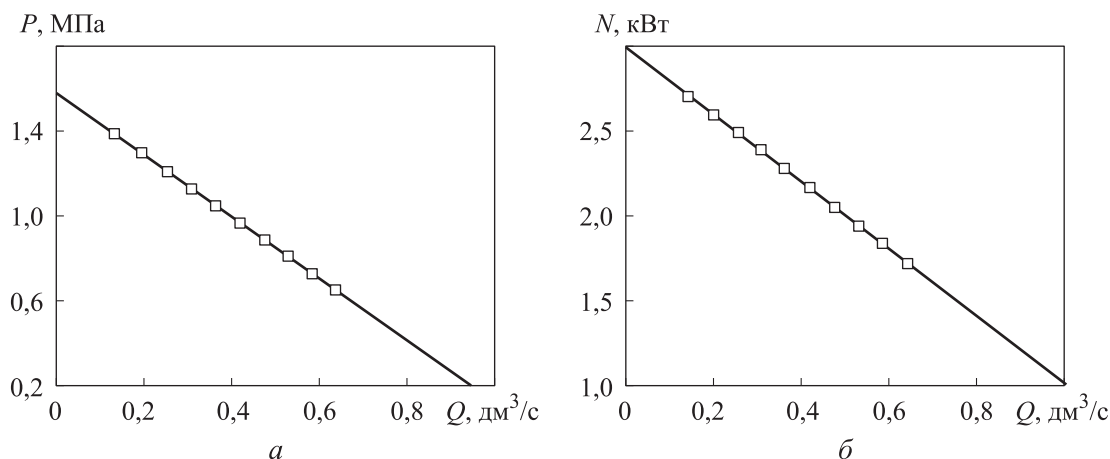


Рис. 1. Зависимости перепада давления P (а) и затраченной мощности N (б) от подачи Q ВН TP-100

Зависимости перепада давления P и затраченной мощности N ВН TP-100 от подачи Q приведены на рис. 1 [15], где точки — экспериментальные данные, линии — результаты расчета по формулам (1). У ВН TP-100: $P_1 = 1,746$ МПа; $N_1 = 2,893$ кВт; $\alpha = 1,434$ МПа/(дм³/с); $\beta = 1,954$ кВт/(дм³/с).

В статьях [8, 9] рабочие характеристики ВН приведены к безразмерной форме

$$p = P/P_1 = 1 - q; \quad n = N/N_1 = 1 - q\gamma; \quad (2)$$

$$q = Q/Q_P; \quad \beta = N_1/Q_N; \quad \alpha = P_1/Q_P; \quad \gamma = Q_P/Q_N, \quad (3)$$

где Q_P и Q_N — значения подачи, при которых функции $f_1(Q)$ и $f_2(Q)$ обращаются в нуль соответственно.

По формулам (2) и (3) установлено, что линейные напорные характеристики (подача — перепад давления) у всех ВН являются подобными. Критерием подобия энергетической характеристики (подача — затраченная мощность) является величина γ .

Тогда гидравлический КПД ВН можно рассчитать по формуле

$$\eta = \frac{QP}{N} = \frac{Qf_1(Q)}{f_2(Q)} = K \frac{q(1-q)}{1-\gamma q}, \quad K = \frac{P_1 Q_P}{N_1}. \quad (4)$$

В работе [9] найдено необходимое условие существования экстремума (максимума) зависимости КПД от подачи ВН: $\gamma < 1$ или $Q_P < Q_N$. Безразмерная подача, при которой достигается этот максимум, имеет вид

$$q_M = \frac{1 - \sqrt{1 - \gamma}}{\gamma}. \quad (5)$$

У всех доступных рабочих характеристик ВН условие $\gamma < 1$ выполняется. Но у части исследо-

ванных ВН максимальная подача Q_M не попадает в рекомендуемую рабочую область. У таких ВН с увеличением подачи в рабочей области КПД является возрастающей функцией Q .

Показатель удельных энергетических затрат (ПУЭЗ) ВН рассчитываем как

$$E = \frac{N}{Q} = \frac{N_1}{Q_P} \frac{1 - \gamma q}{q}. \quad (6)$$

Находим производную ПУЭЗ

$$E'(q) = -\frac{1}{q^2} \frac{N_1}{Q_P}. \quad (7)$$

По формуле (7) производная при любых значениях подачи остается отрицательной. Значит, экстремум отсутствует, ПУЭЗ будет монотонно уменьшаться с увеличением подачи.

Показатели эффективности ВН можно оценить по выражениям (4)–(6).

Как известно, параметры насосной системы определяются в рабочей точке (РТ). В РТ перепад давления насоса $P = f_1(Q)$ равен падению давления в трубопроводе $\Delta P = \varphi(Q)$. Расход в РТ находят путем решения уравнения

$$f_1(Q_{РТ}) = \varphi(Q_{РТ}). \quad (8)$$

Падение давления в трубопроводе ΔP складывается из статического перепада давления P_C и гидравлических потерь в трубопроводе:

$$\Delta P = P_C + \left(\lambda \frac{L}{d} + \zeta \right) \frac{\rho W^2}{2}; \quad W = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (9)$$

Здесь L — длина трубопровода, м; d — внутренний диаметр трубы, м; ζ — коэффициент местных гидравлических потерь; ρ — плотность воды, кг/м³; W — скорость воды в трубопроводе, м/с; λ — коэффициент гидравличе-

ских потерь по длине трубопровода, определяемый по известной формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^2; \quad \text{Re} = \frac{Wd}{\nu}, \quad (10)$$

где Δ — абсолютная шероховатость стенки трубы, м; Re — число Рейнольдса; ν — кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{с}$.

Уравнение баланса массы воды в резервуаре объемом V имеет вид

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \rho Q, \quad (11)$$

где t — время.

При температуре 20°C и давлении до 10 МПа коэффициент изотермического сжатия воды $\beta_0 = 4,9 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$. Тогда из выражения (11) с учетом соотношения $\rho = \rho_0 (1 + \beta_0 P_C)$ (ρ_0 — начальная плотность воды при исходном давлении P_1) получаем

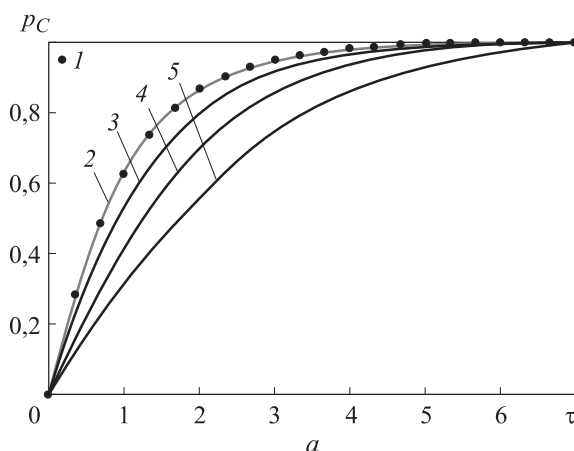
$$\beta_0 \rho_0 V \frac{dP_C}{dt} = \rho Q. \quad (12)$$

Так как изменение плотности воды незначительное, можно считать $\rho \approx \rho_0$. Введем следующие безразмерные переменные для избыточного давления в резервуаре p_C и времени τ :

$$p_C = \frac{P_C}{P_1}; \quad \tau = \frac{t}{T}; \quad T = \alpha \rho_0 \beta_0 V. \quad (13)$$

С учетом формулы (13) дифференциальное уравнение (12) в безразмерной форме с начальным условием принимает вид

$$\frac{dp_C}{d\tau} = q[p_C(\tau)]; \quad p_C(0) = 0. \quad (14)$$



Результаты и их обсуждение. В общем случае задача Коши (14) не имеет аналитического решения. Зависимость безразмерной подачи от избыточного давления в резервуаре рассчитана численным методом по уравнению (8) с учетом выражений (9) и (10). В качестве критерия подобия принято отношение гидравлических потерь в трубопроводе при наибольшей теоретической подаче Q_P к наибольшему теоретическому перепаду давления ΔP

$$\Theta = \frac{[\lambda(W_P)L/d + \zeta]\rho W_P^2}{2P_1}; \quad W_P = \frac{4Q_P}{\pi d^2}. \quad (15)$$

Расчеты по выражению (15) выполнены при следующих значениях параметров трубопровода: $L = 20 \text{ м}$; $V = 10 \text{ м}^3$; $\Delta = 0,1 \text{ мм}$; $\zeta = 2,5$. Наибольшее влияние на критерий подобия Θ оказывает внутренний диаметр трубопровода, что отражено в табл. 1.

Результаты решения задачи Коши (14) численным методом показаны на рис. 2, а и б линиями 2–5. При уменьшении значения критерия Θ (увеличении диаметра) давление возрастает быстрее, что обусловлено уменьшением гидравлических потерь в трубопроводе. Но при $\Theta < 0,003$ ($d > 43 \text{ мм}$) линия 2 почти не меняется. Это означает, что при таких условиях мож-

Таблица 1

Значения критерия Θ при различных значениях диаметра трубопровода

$d, \text{ мм}$	Θ	$d, \text{ мм}$	Θ
10	5,0000	15	0,6170
12	1,9500	43	0,0031

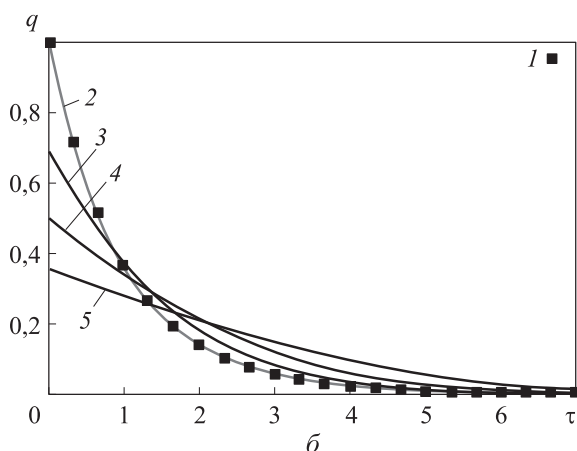


Рис. 2. Зависимости безразмерного избыточного давления в резервуаре p_C (а) и безразмерного расхода воды q (б) от безразмерного времени τ при критерии $\Theta = 0$ (1), 0,0031 (2), 0,6170 (3), 1,9500 (4) и 5,000 (5)

Таблица 2

Результаты расчета продолжительности и механической работы процесса

Θ	τ_x	t_x , с	A , кДж
5,000	4,00	54,0	35,1
1,950	3,02	40,8	27,1
0,617	2,39	32,3	22,0
0	1,96	26,4	18,4

но пренебречь гидравлическими потерями в трубопроводе ($\Theta = 0$), а избыточные давления на выходе из ВН и в резервуаре считать равными ($p = p_c$). Тогда безразмерную подачу в уравнении (14) можно выразить из первой формулы (2): $q = 1 - p$.

Дифференциальное уравнение (14) упрощаем следующим образом:

$$\frac{dp_c}{d\tau} = 1 - p_c; \quad p_c(0) = 0. \quad (16)$$

Задача Коши (16) имеет аналитическое решение

$$p_c = 1 - e^{-\tau}. \quad (17)$$

Решение (17) показано на рис. 2, а точками, которые лежат на линии 2. Следовательно, при уменьшении значения критерия подобия

($\Theta \rightarrow 0$) решение (14) численным методом стремится к аналитическому решению (17).

Найдем время t_x , необходимое для достижения заданного избыточного давления P_x в резервуаре. Пусть $P_x = 1,5$ МПа, безразмерное значение $p_x = P_x/P_1 = 0,859$. Результаты расчета необходимого времени t_x приведены в табл. 2.

По времени процесса вычисляем затраченную механическую работу

$$A = \int_0^{t_x} f_2(Q(t)) dt. \quad (18)$$

Таким образом, математическая модель работы ВН в гидравлической сети определяется выражениями (8)–(10), (14)–(18).

Выводы

1. Предложена математическая модель работы ВН в гидравлической сети.
2. Показано, что чем больше диаметр трубопровода, тем меньше гидравлические потери, продолжительность процесса и энергетические затраты ВН. Однако не имеет смысла увеличивать диаметр трубопровода более некоторого значения, так как продолжительность и энергетические затраты ВН не уменьшаются. В рассмотренном примере этот диаметр составил 43 мм.

Литература

- [1] Мешалкин В.П., Гусева Т.В., Малявин А.С. и др. Принципы химической технологии как основа развития международной концепции наилучших доступных технологий. *Теоретические основы химической технологии*, 2024, т. 58, № 1, с. 8–16, doi: <https://doi.org/10.31857/S0040357124010029>
- [2] Мешалкин В.П. *Основы интенсификации и ресурсоэнергоэффективности химико-технологических систем*. Смоленск, Принтэкспресс, 2021. 442 с.
- [3] Hungerbühler K., Boucher J.M., Pereira C. et al. *Chemical products and processes*. Springer, 2021. 332 p.
- [4] Комиссаров Ю.А., Гордеев Л.С., Вент Д.П. *Процессы и аппараты химической технологии*. Москва, Юрайт, 2024. 1242 с.
- [5] Левочкин П.С., Ромасенко Е.Н., Видишев В.И. и др. Разработка и исследование мало-расходной герметичной установки с вихревым насосом. *Конверсия в машиностроении*, 2006, № 1, с. 28–32.
- [6] Жданов И.Л., Хаустов А.И., Сергиевский Э.Д. и др. Расчет течения жидкости в каналах вихревого насоса. *Вестник МАИ*, 2003, т. 10, № 2. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=32592>
- [7] Camargo C., García C., Duarte J. et al. Statistical model for characterizing and optimizing peripheral pumps. *Ingeniería y Desarrollo*, 2018, vol. 36, no. 1, pp. 18–39, doi: <https://doi.org/10.14482/inde.36.1.10939>
- [8] Левичева О.И., Наумов В.А. Особенности рабочих характеристик вихревых насосов, применяемых в пищевой промышленности. *Вестник науки и образования Северо-Запада России*, 2021, т. 7, № 4, с. 26–32.

- [9] Ахмедова Н.Р., Левичева О.И., Наумов В.А. Критерии подобия установок для перекачивания маловязких пищевых жидкостей вихревыми насосами. *Известия КГТУ*, 2022, № 66, с. 78–88.
- [10] Болдырев А.В., Болдырев С.В., Карелин Д.Л. Влияние профиля лопасти на характеристики вихревого насоса открытого типа с открытым боковым каналом. *Вестник ТюмГУ. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика*, 2020, т. 6, № 3, с. 23–37, doi: <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2020-6-3-23-37>
- [11] Покусаев М.Н., Букин В.Г., Трифонов А.В. Исследовательские испытания вихревого насоса системы охлаждения забортной водой главного двигателя судна типа «Ярославец». *Морские интеллектуальные технологии*, 2018, № 4-4, с. 89–93.
- [12] Шитохина О.Г., Ананьев Н.А. Исследование влияния размеров отверстий на поверхности ротора вихревого насоса на скорость жидкости в выходном сечении. *Наука, техника и образование*, 2019, № 1. URL: <https://nto-journal.ru/catalog/mashinostroenie/668/>
- [13] Исаев Н.Ю., Радченко С.А. Исследование влияния формы переводного канала центробежно-вихревого насоса на энергетические характеристики методами гидродинамического моделирования. *Гидравлика*, 2019, № 8. URL: <https://hydrojournal.ru/images/journal/number8/radchenkoisaev.pdf>
- [14] Wang Y., Zhang F., Yuan S. et al. Influence of cavitation on unsteady vortical flows in a side channel pump. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2023, vol. 36, art. 25, doi: <https://doi.org/10.1186/s10033-023-00842-4>
- [15] Каталог периферийных насосов Calpeda Т, ТР. *calpeda.ru: веб-сайт*. URL: <https://calpeda.ru/production/calpeda-t-tp/> (дата обращения: 17.09.2025).

References

- [1] Meshalkin V.P., Guseva T.V., Malyavin A.S. et al. Principles of chemical engineering as a basis for the development of the international concept of best available techniques. *Teoreticheskie osnovy khimicheskoy tekhnologii*, 2024, vol. 58, no. 1, pp. 8–16, doi: <https://doi.org/10.31857/S0040357124010029> (in Russ.). (Eng. version: *Theor. Found. Chem. Eng.*, 2024, vol. 58, no. 4, pp. 943–951, doi: <https://doi.org/10.1134/S0040579525600068>)
- [2] Meshalkin V.P. *Osnovy intensivifikatsii i resursoenergoeffektivnosti khimiko-tekhnologicheskikh sistem* [Fundamentals of intensification and resource and energy efficiency of chemical-technological systems]. Smolensk, Printekspress Publ., 2021. 442 p. (In Russ.).
- [3] Hungerbühler K., Boucher J.M., Pereira C. et al. *Chemical products and processes*. Springer, 2021. 332 p.
- [4] Komissarov Yu.A., Gordeev L.S., Vent D.P. *Protsessy i apparaty khimicheskoy tekhnologii* [Processes and apparatuses of chemical engineering]. Moscow, Yurayt Publ., 2024. 1242 p. (In Russ.).
- [5] Levochkin P.S., Romasenko E.N., Vidishev V.I. et al. Development and investigation of a low-delivery hermetically sealed installation having a peripheral pump. *Konversiya v mashinostroenii* [Conversion in Machine Building of Russia], 2006, no. 1, pp. 28–32. (In Russ.).
- [6] Zhdanov I.L., Khaustov A.I., Sergievskiy E.D. et al. A liquid flow computation in channels of peripheral pumps. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2003, vol. 10, no. 2. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=32592> (in Russ.).
- [7] Camargo C., García C., Duarte J. et al. Statistical model for characterizing and optimizing peripheral pumps. *Ingeniería y Desarrollo*, 2018, vol. 36, no. 1, pp. 18–39, doi: <https://doi.org/10.14482/inde.36.1.10939>
- [8] Levicheva O.I., Naumov V.A. Features of the working characteristics of peripheral pumps used in the food industry. *Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii* [Journal of Science and Education of North-West Russia], 2021, vol. 7, no. 4, pp. 26–32. (In Russ.).
- [9] Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A. *Kriterii podobiya ustanovok dlya perekachivaniya malovyazkikh pishchevykh zhidkostey vikhrevymi nasosami* [Similarity criteria of units for pumping low-viscosity food liquids by peripheral pumps]. *Izvestiya KGTU* [KSTU News], 2022, no. 66, pp. 78–88. (In Russ.).

- [10] Boldyrev A.V., Boldyrev S.V., Karelin D.L. The effect of blade profile on the performance of a side channel pump. *Vestnik TyumGU. Fiziko-matematicheskoe modelirovanie. Neft, gaz, energetika* [Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy], 2020, t. 6, no. 3, pp. 23–37, doi: <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2020-6-3-23-37> (in Russ.).
- [11] Pokusaev M.N., Bukin V.G., Trifonov A.V. Research tests of the outboard water cooling system vortex pump of the vessel type "Yaroslavets" main engine. *Morskie intellektualnye tekhnologii* [Marine Intellectual Technologies], 2018, no. 4-4, pp. 89–93. (In Russ.).
- [12] Shitokhina O.G., Ananyev N.A. A study of the influence of the dimensions of holes on the surface of the vortex pump rotor on a fluid velocity in the outlet. *Nauka, tekhnika i obrazovanie*, 2019, no. 1. URL: <https://nto-journal.ru/catalog/mashinostroenie/668/> (in Russ.).
- [13] Isaev N.Yu., Radchenko S.A. Investigation of the effect of the form of the transfer channel of the centrifugal-vortex pump on the energy characteristics by the methods of hydrodynamic modeling. *Gidravlika*, 2019, no. 8. URL: <https://hydrojournal.ru/images/journal/number8/radchenkoisaev.pdf> (in Russ.).
- [14] Wang Y., Zhang F., Yuan S. et al. Influence of cavitation on unsteady vortical flows in a side channel pump. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2023, vol. 36, art. 25, doi: <https://doi.org/10.1186/s10033-023-00842-4>
- [15] Katalog periferiynykh nasosov Calpeda T, TP [Catalog of Calpeda T, TP peripheral pumps]. *calpeda.ru: website*. URL: <https://calpeda.ru/production/calpeda-t-tp/> (accessed: 17.09.2025). (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 05.02.2026

Информация об авторах

ВЕЛИКАНОВ Николай Леонидович — доктор технических наук, профессор, профессор научно-образовательного центра судостроения, морской инфраструктуры и техники. Калининградский государственный технический университет (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: monolit8@yandex.ru).

НАУМОВ Владимир Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры техносферной безопасности и природообустройства. Калининградский государственный технический университет (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

Information about the authors

VELIKANOV Nikolay Leonidovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Scientific and Educational Center for Shipbuilding, Marine Infrastructure and Technology. Kaliningrad State Technical University (236000, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: monolit8@yandex.ru).

NAUMOV Vladimir Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Department of Technosphere Safety and Environmental Management. Kaliningrad State Technical University (236000, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А. Закачивание жидкости в закрытый резервуар вихревым насосом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 10, с. 58–64.

Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A. Pumping liquid into a closed tank using a vortex pump. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 10, pp. 58–64.