

УДК 621.65, 632.542

# Энергетическая эффективность гидравлической системы с центробежным насосом

**Н.Л. Великанов, В.А. Наумов**

Калининградский государственный технический университет

## Energy efficiency of a hydraulic system with the centrifugal pump

**N.L. Velikanov, V.A. Naumov**

Kaliningrad State Technical University

Для наращивания энергетической эффективности центробежных насосов имеются значительные возможности. Важную роль в их проектировании и эксплуатации выполняют рабочие характеристики. Помимо коэффициента полезного действия для оценки таких насосов успешно применяют удельные энергетические затраты, равные механической работе, затрачиваемой на перекачивание единицы объема жидкости. Рассмотрены различные особенности влияния зависимости коэффициента полезного действия от подачи центробежного насоса на оценку энергетической эффективности гидравлической системы. Выполнен расчет для конкретных параметров гидравлической системы, определены рабочие точки. Оценка энергетической эффективности центробежного насоса по коэффициенту полезного действия при работе в гидравлической сети является недостаточной, а удельные энергетические затраты позволяют решать эту задачу более точно. Предложенные модели и алгоритмы расчетов позволяют выбирать варианты гидравлических систем с более эффективным использованием центробежных насосов.

**EDN:** LGLHGH, <https://elibrary/lglhgh>**Ключевые слова:** удельные энергетические затраты, центробежный насос, гидравлическая мощность, энергетическая эффективность

Centrifugal pumps are provided with significant opportunities in increasing the energy efficiency. Performance characteristics are playing an important role in their design and operation. Along with the efficiency coefficient, the specific energy consumption indicator equal to the mechanical in pumping the liquid unit volume is successfully used in assessing the pumps. The paper considers various aspects of the flow rate efficiency dependence influence on assessing the hydraulic system energy efficiency with a centrifugal pump. Specific values of the hydraulic system parameters are computed, and the operation points are determined. Assessing the centrifugal pump energy efficiency based on the efficiency coefficient with a pump operating in the hydraulic network is insufficient. However, the specific energy consumption indicator allows a more accurate solution to this problem. The proposed models and calculation algorithms are making it possible to select the hydraulic system options with more efficient use of the centrifugal pumps.

**EDN:** LGLHGH, <https://elibrary/lglhgh>**Keywords:** specific energy costs, centrifugal pump, hydraulic power, energy efficiency

Центробежные насосы (ЦН) являются самой распространенной гидравлической машиной в различных отраслях промышленности. Их широко применяют в быту, сельском хозяйстве, рыболовстве, химической промышленности, гидроэлектростанциях, энергетике и энергомашиностроении. Поэтому повышению их производительности и энергетической эффективности посвящено большое количество современных исследований. Основные трудности применения ЦН заключаются в режиме его регулирования, потерях энергии и стабильности работы. Потери энергии в ЦН не только снижают эффективность, но и определяют срок его службы [1].

Центробежные насосы обладают большим потенциалом энергосбережения. Для прогнозирования эффективности ЦН необходимы модели гидравлических потерь рабочих колес, функциональные зависимости между их гидравлическими потерями и гидравлическим коэффициентом полезного действия (КПД) [2, 3].

Из общего объема вырабатываемой в мире энергии насосные системы, особенно ЦН, потребляют около 20 %. Одним из направлений деятельности в области энергетики является повышение энергетической эффективности насосных систем. Существенной экономии энергии можно добиться, регулируя скорость работы насосной системы с помощью частотно-регулируемых приводов [4].

Эффективным методом является экономия энергии в ЦН за счет уменьшения размера рабочего колеса [5].

Важное значение в проектировании и эксплуатации ЦН имеют рабочие характеристики. Это, как правило, зависимость напора  $H$  и затраченной мощности  $N$  от подачи  $Q$  ЦН, которую аппроксимируют многочленами второго порядка. В работах [6–8] показано, что парабола не описывает все особенности рабочих характеристик, например, точку перегиба зависимости  $N$  от  $Q$  некоторых ЦН.

Для аппроксимации рабочих характеристик ЦН предложено использовать многочлены третьего порядка

$$H \equiv f(Q) = a_0 + a_1Q + a_2Q^2 + a_3Q^3, \quad (1)$$

$$N \equiv \varphi(Q) = b_0 + b_1Q + b_2Q^2 + b_3Q^3, \quad (2)$$

где  $a_0, a_1, a_2, a_3, b_0, b_1, b_2, b_3$  — эмпирические коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов по данным заводских испытаний из технической документации.

Традиционно энергетическую эффективность ЦН оценивают по КПД

$$\eta = 100N_g/N, \%; \quad N_g = \rho gQH, \quad (3)$$

где  $N_g$  — гидравлическая мощность ЦН, Вт;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Важно отметить, что гидравлическую мощность ЦН  $N_g$  нельзя отождествлять с полезной мощностью, как ее понимают в различных отраслях промышленности.

Наряду с КПД для оценки ЦН в нашей стране и за рубежом успешно применяют удельные энергетические затраты (УЭЗ), Дж/м<sup>3</sup>, равные механической работе  $N$ , затрачиваемой на перекачивание единицы объема жидкости:

$$E = N/Q, \text{ Дж/м}^3 \quad (4)$$

Система показателей энергетической эффективности ЦН, основанная на сравнении УЭЗ, рассмотрена в публикациях [9–11] и др.

Цель работы — исследование влияния различных факторов на энергетическую эффективность гидравлической системы с ЦН.

Техническая характеристика ЦН, выпускаемых Воткинским заводом [12], приведена в табл. 1. Насосы серии ЦНС предназначены для закачивания в нефтеносные слои пресных, оборотных и сточных вод для поддержания пластового давления. Это — центробежные горизонтальные многосекционные насосы с односторонним расположением рабочих колес.

Проточная часть из коррозионно-стойких сталей позволяет перекачивать слабоагрессивные среды. Допускаемое давление на входе — 0,05...3,00 МПа, температура — 1...45 °С, плотность перекачиваемой среды — 1000...1120 кг/м<sup>3</sup>. Допускаемая массовая концентрация твердых примесей — 0,1 %, их размер — до 0,1 мм. Частота вращения рабочего колеса — 3000 мин<sup>-1</sup>.

Напорные и энергетические характеристики насоса ЦНС-6-1800 приведены на рис. 1, где точки — экспериментальные данные [12], кривые — результаты расчета по формулам (1) и (2). Видно, что результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными. Функция  $N = f(Q)$  имеет точку перегиба. Согласно табл. 1, рабочая область (РО) ЦНС-63-1800 соответствует 44...75 м<sup>3</sup>/ч (11,22...20,83 дм<sup>3</sup>/с), номинальная подача  $Q_{\text{ном}} = 63$  м<sup>3</sup>/ч (17,5 дм<sup>3</sup>/с), т. е. подача в РО составляет (0,70...1,19) $Q_{\text{ном}}$ .

Таблица 1

Техническая характеристика насосов ЦН, выпускаемых Воткинским заводом

Параметр	ЦНС-40-1000			ЦНС-63-1000			ЦНС-80-1000		
	ЦНС-40-1000	ЦНС-40-1400	ЦНС-40-1800	ЦНС-63-1000	ЦНС-63-1400	ЦНС-63-1800	ЦНС-80-1000	ЦНС-80-1400	ЦНС-80-1800
Подача, м <sup>3</sup> /ч:									
номинальная	40			63			80		
минимальная	28			44			56		
максимальная	48			75			96		
КПД при номинальной подаче ЦН, %, не менее	50			57			62		
Номинальный напор, м	1000	1400	1800	1000	1400	1800	1000	1400	1800
Число секций, шт.	9	12	16	9	12	15	9	13	16
Мощность насоса, кВт, при номинальной подаче ЦН и плотности жидкости 1000/1120 кг/м <sup>3</sup>	229/257	320/358	412/461	316/354	443/496	569/637	447/515	572/640	654/733
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	315	500	630	500	630	800	630	800	1000

Зависимости КПД  $\eta$  и УЭЗ  $E$  от подачи  $Q$  насоса ЦНС-63-1800 приведены на рис. 2, где точки — экспериментальные данные [12], кривые — результаты расчета по формулам (3) и (4). Видно, что максимум КПД (61,44 %) соответствует подаче  $Q = 25 \text{ дм}^3/\text{с}$ , что заметно больше не только ее номинального значения  $Q_{\text{ном}}$  но и правой границы РО.

В работе [11] с помощью изменения конструкции удалось расширить правую границу РО ЦНС-63-1800 до  $1,5Q_{\text{ном}} \approx 26 \text{ дм}^3/\text{с}$ . В последней точке КПД снижается до 61,04 %, но совершенно незначительно по сравнению с наибольшим значением. Аналогичная ситуа-

ция наблюдалась и у других насосов серии ЦНС.

Анализ полученных результатов позволяет заключить, что КПД насосов ЦНС является возрастающей функцией подачи практически во всей РО, а УЭЗ — убывающей функцией. Оба показателя свидетельствуют о том, что для улучшения энергетической эффективности следует выбирать такой агрегат ЦНС, где рабочая точка насосной системы (РТНС) расположена как можно ближе к правой границе РО.

Рассмотрим рабочие характеристики скважинных ЦН серии SQ [13], выпускаемых датской фирмой Grundfos. Насосы SQ предназна-

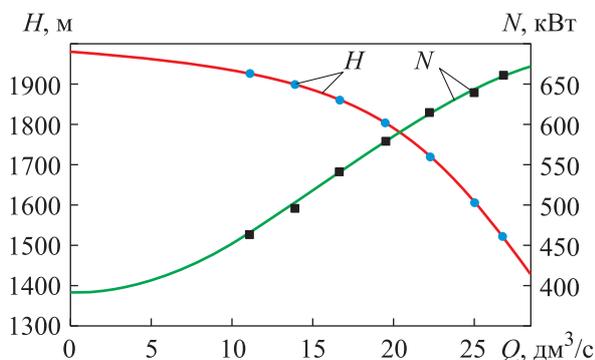


Рис. 1. Экспериментальные (точки) и расчетные (кривые) напорные и энергетические характеристики насоса ЦНС-63-1800

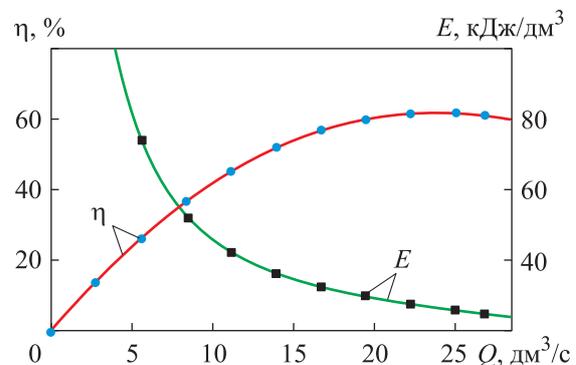


Рис. 2. Экспериментальные (точки) и расчетные (кривые) зависимости КПД  $\eta$  и УЭЗ  $E$  от подачи  $Q$  насоса ЦНС-63-1800

Таблица 2

Техническая характеристика насосов серии SQ

Параметр	SQ-3-30	SQ-3-65	SQ-3-105	SQ-5-25	SQ-5-50	SQ-5-70	SQ-7-15	SQ-7-30	SQ-7-40
Подача, м <sup>3</sup> /ч:									
номинальная		3			5			7	
минимальная в РО		0,9			1,5			1,9	
максимальная в РО		4,4			7,5			9,0	
Номинальный напор, м	30	65	105	25	50	70	15	30	40
Число секций, шт.	2	5	8	2	4	6	1	2	3
Номинальная мощность электро-двигателя, кВт	1,02	1,65	2,54	1,02	2,32	2,54	0,70	1,15	1,68

чены для перекачивания чистых — не содержащих твердых частиц или волокон — жидкостей. Их применяют для подачи грунтовой воды в системы водоснабжения частных домов, в небольших водопроводных станциях и ирригационных системах, для перекачивания воды в резервуары. Такое же назначение и близкие рабочие характеристики имеют ЦН российского производства компаний «Ливгидромаш» [14] и «Джилекс» [15].

Техническая характеристика насосов серии SQ при плотности воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  приведена в табл. 2 [13]. Границы РО гораздо шире, чем у ЦНС. Например, у насоса SQ-3 ( $0,30 Q_{\text{ном}}$  и  $1,47 Q_{\text{ном}}$ ), у SQ-7 ( $0,27 Q_{\text{ном}}$  и  $1,29 Q_{\text{ном}}$ ).

Напорные и энергетические характеристики насоса SQ-7-15 приведены на рис. 3, где точки — экспериментальные данные [13], кривые — результаты расчета по формулам (1) и (2). Затраченная мощность насосов SQ в 1000 раз меньше, чем у ЦНС, но график функции  $N = f(Q)$  имеет похожую форму с точкой перегиба.

Зависимости КПД  $\eta$  и УЭЗ  $E$  от подачи  $Q$  насоса SQ-7-15 приведены на рис. 4. Здесь точки — экспериментальные данные [13], кривая 1 — КПД из рабочей документации [13]; кривые 2 и 3 — результаты расчета по формулам (3) и (4) при значениях подачи и напора, взятых из работы [13]. Максимум кривой 1 соответствует 59,9 %, а кривой 2 — 50,4 %, т. е. в работе [13] наибольшее значение КПД  $\eta$  завышено на 9,5 % (в относительных единицах на 18,8 %).

Кроме того, произошло смещение подачи, при которой наблюдается максимум КПД: в первом случае это  $1,51 \text{ дм}^3/\text{с}$ ; во втором, более точном, —  $1,39 \text{ дм}^3/\text{с}$ . Если пересчитать границы РО

по отношению к последнему значению подачи, то получим  $0,38 Q_{\text{ном}}$  и  $1,79 Q_{\text{ном}}$ . Значение КПД на правой границе РО равно 9,4 %. Следовательно, насосы SQ относятся к ЦН, у которых максимум КПД находится в середине РО, а к правой границе РО значение КПД заметно падает. Тогда УЭЗ, как и ЦНС, является убывающей функцией подачи во всей РО.

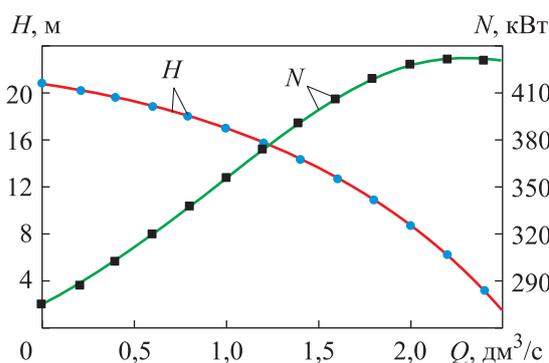


Рис. 3. Экспериментальные (точки) и расчетные (кривые) напорные и энергетические характеристики насоса SQ-7-15

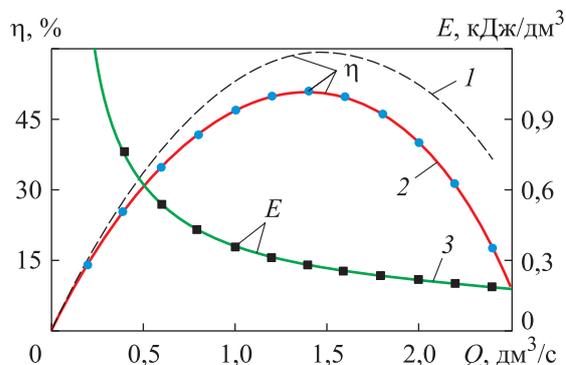


Рис. 4. Экспериментальные (точки) и расчетные (кривые) зависимости КПД  $\eta$  и УЭЗ  $E$  от подачи насоса SQ-7-15

Оценка энергетической эффективности гидравлической системы с ЦН выполнена по значениям параметров в РТНС. РТНС представляет собой пересечение напорной характеристики ЦН и характеристики трубопровода

$$H_T = H_c + \lambda \frac{L v^2}{d 2g},$$

где  $H_c$  — статический напор насоса, м;  $\lambda$  — коэффициент гидравлических потерь на трение по длине трубопровода;  $L$  — эквивалентная длина трубопровода, учитывающая потери напора в местных гидравлических сопротивлениях, м;  $d$  — внутренний диаметр трубопровода, м;  $v$  — скорость движения жидкости, м/с.

Для расчета коэффициента гидравлических потерь на трение по длине трубопровода использована формула Альтшуля

$$\lambda = 0,11(\Delta/d + 68/Re)^{0,25},$$

где  $\Delta$  — абсолютная эквивалентная шероховатость трубопровода, м;  $Re$  — число Рейнольдса,  $Re = vd/\nu$  ( $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости жидкости, м<sup>2</sup>/с).

В качестве примера выполнен расчет при следующих параметрах гидравлической системы: жидкость — вода,  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $L = 125$  м;  $d = 33$  мм;  $\Delta = 0,1$  мм;  $H_c = 0$ . При указанном диаметре трубопровода его характеристикой является кривая 2, показанная на рис. 5. Получена рабочая точка  $B$  на правой границе РО насоса с весьма низким КПД (9,4 %).

Известно [16], что капитальные затраты снижаются при уменьшении диаметра трубопровода. После уменьшения диаметра трубопровода до  $d = 20$  мм (другие параметры остаются неизменными) характеристика трубопровода будет соответствовать кривой 3, показанной на рис. 5. Получена рабочая точка  $A$ , в которой насос SQ-7-15 имеет наибольшее значение КПД (50,4 %). Снизились капитальные затраты, КПД увеличился более чем в 5 раз.

Однако при такой замене трубопровода УЭЗ повышается с 171 до 280 Дж/дм<sup>3</sup>, что означает ухудшение энергетической эффективности гид-

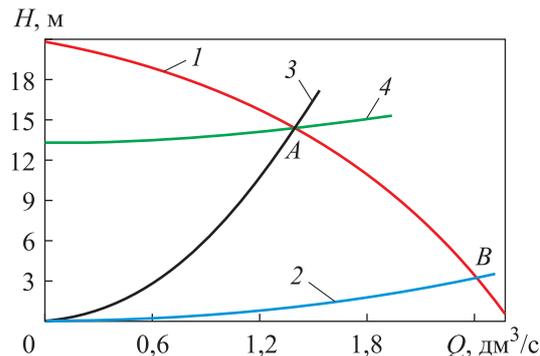


Рис. 5. Результаты определения рабочих точек насосной системы:

- 1 — напорная характеристика насоса SQ-7-15;
- 2 и 3 — рабочие характеристики трубопровода при диаметре  $d = 33$  и  $20$  мм;
- 4 — рабочая характеристика при увеличенном статическом напоре  $H_c = 13,2$  м

равлической системы. Физической причиной этого является увеличение гидравлического сопротивления трубопровода, что приводит к возрастанию потребного напора. Повышение же КПД произошло из-за того, что в числителе первой формулы (3) находится гидравлическая мощность, которая учитывает и потери в трубопроводе.

Если же при неизменных остальных исходных параметрах статический напор увеличится до  $H_c = 13,2$  м, то рабочая характеристика будет соответствовать кривой 4, показанной на рис. 5. РТНС, как и в прошлом примере, — точка  $A$ . В этом случае возрастание КПД будет обусловлено увеличением полезной работы.

## Выводы

1. Традиционная оценка энергетической эффективности ЦН по КПД при работе в гидравлической сети является недостаточной.
2. Более полную картину можно получить, используя УЭЗ.
3. Применение полученных математических моделей и предложенных алгоритмов расчета даст возможность более обосновано подбирать ЦН в гидравлической системе на различных этапах проектирования.

## Литература

- [1] Zhang W., An L., Li X. et al. Adjustment method and energy consumption of centrifugal pump based on intelligent optimization algorithm. *Energy Rep.*, 2022, vol. 8, pp. 12272–12281, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.09.031>

- [2] Wang C., Yao Y., Yang Y. et al. Automatic optimization of centrifugal pump for energy conservation and efficiency enhancement based on response surface methodology and computational fluid dynamics. *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, 2023, vol. 17, no. 1, art. 2227686, doi: <https://doi.org/10.1080/19942060.2023.2227686>
- [3] Lin Y., Li X., Zhu Z. et al. An energy consumption improvement method for centrifugal pump based on bionic optimization of blade trailing edge. *Energy*, 2022, vol. 246, art. 123323, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123323>
- [4] Kalaiselvan V., Subramaniam U., Shanmugam P. et al. A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system. *Appl. Energy*, 2016, vol. 181, pp. 495–513, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.070>
- [5] Chantasiriwan S. Estimation of power consumption by centrifugal pump with reduced impeller size. *TIJSAT*, 2013, vol. 18, no. 1, pp. 10–21.
- [6] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Методика выбора центробежных скважинных насосов типа ЭЦВ. *Технико-технологические проблемы сервиса*, 2017, № 1, с. 18–21.
- [7] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Примак Л.В. Обобщенные характеристики канализационных насосов высокой производительности. *Механизация строительства*, 2017, т. 78, № 10, с. 32–36.
- [8] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Исследование характеристик центробежных погружных насосов. *Вестник машиностроения*, 2018, № 4, с. 3–6.
- [9] Фисенко В.Н. О системе показателей энергетической эффективности насосов в системах водоснабжения и водоотведения. *Водоочистка. Водоподготовка. Водоснабжение*, 2018, № 6, с. 54–60.
- [10] Наумов В.А., Левичева О.И. Оценка энергетической эффективности центробежных насосов для пищевой промышленности. *Известия КГТУ*, 2021, № 63, с. 89–100.
- [11] Багманов А., Абрамов М., Кулешов К. Повышение энергоэффективности и надежности насосов системы поддержания пластового давления. *Neftegaz.RU*, 2013, № 3, с. 16–23.
- [12] Общий каталог. Центробежные насосы и насосные агрегаты. *votkinsky.nt-rt.ru: веб-сайт*. URL: <https://votkinsky.nt-rt.ru/images/showcase/nasosi.pdf> (дата обращения: 24.12.2023).
- [13] Скважинные насосы Grundfos. *ru-grundfos.com: веб-сайт*. URL: <https://ru-grundfos.com/skvaginnnyj/> (дата обращения: 25.12.2023).
- [14] Каталоги продукции. URL: <https://www.hms-livgidromash.ru/documentation/katalogi/> (дата обращения: 20.12.2023).
- [15] Насосы Джилекс. *jeelex-pumps.ru: веб-сайт*. URL: <https://www.jeelex-pumps.ru/shop/pumps/> (дата обращения: 20.12.2023).
- [16] Наумов В.А. Определение оптимального диаметра трубопровода локальной системы водоснабжения с учетом нагрузочных характеристик и затрат на центробежный насос. *Региональная архитектура и строительство*, 2022, № 2, с. 153–160, doi: [https://doi.org/10.54734/20722958\\_2022\\_2\\_153](https://doi.org/10.54734/20722958_2022_2_153)

## References

- [1] Zhang W., An L., Li X. et al. Adjustment method and energy consumption of centrifugal pump based on intelligent optimization algorithm. *Energy Rep.*, 2022, vol. 8, pp. 12272–12281, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.09.031>
- [2] Wang C., Yao Y., Yang Y. et al. Automatic optimization of centrifugal pump for energy conservation and efficiency enhancement based on response surface methodology and computational fluid dynamics. *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, 2023, vol. 17, no. 1, art. 2227686, doi: <https://doi.org/10.1080/19942060.2023.2227686>
- [3] Lin Y., Li X., Zhu Z. et al. An energy consumption improvement method for centrifugal pump based on bionic optimization of blade trailing edge. *Energy*, 2022, vol. 246, art. 123323, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123323>
- [4] Kalaiselvan V., Subramaniam U., Shanmugam P. et al. A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system. *Appl. Energy*, 2016, vol. 181, pp. 495–513, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.070>

- [5] Chantasiriwan S. Estimation of power consumption by centrifugal pump with reduced impeller size. *TIJSAT*, 2013, vol. 18, no. 1, pp. 10–21.
- [6] Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. Method of selection of centrifugal submersible pumps type ECV. *Tekhniko-tekhnologicheskie problemy servisa*, 2017, no. 1, pp. 18–21. (In Russ.).
- [7] Velikanov N.L., Naumov V.A., Primak L.V. Generalized characteristics of sewage pumps high performance. *Mekhanizatsiya stroitelstva* [Mechanization of Construction], 2017, vol. 78, no. 10, pp. 32–36. (In Russ.).
- [8] Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. Research of characteristics of centrifugal submersible pumps. *Vestnik mashinostroeniya*, 2018, no. 4, pp. 3–6. (In Russ.).
- [9] Fisenko V.N. On the system of indicators of energy efficiency of pumps in water supply and sewerage systems. *Vodochistka. Vodopodgotovka. Vodosnabzhenie*, 2018, no. 6, pp. 54–60. (In Russ.).
- [10] Naumov V.A., Levicheva O.I. Evaluation of the centrifugal pumps energy efficiency for the food industry. *Izvestiya KGTU* [KSTU News], 2021, no. 63, pp. 89–100. (In Russ.).
- [11] Bagmanov A., Abramov M., Kuleshov K. Improving energy efficiency and reliability of reservoir pressure maintenance system pumps. *Neftegaz.RU*, 2013, no. 3, pp. 16–23. (In Russ.).
- [12] Obshchiy katalog. Tsentrobezhnye nasosy i nasosnye agregaty [General catalogue. Centrifugal pumps and pump units]. *votkinsky.nt-rt.ru: website*. URL: <https://votkinsky.nt-rt.ru/images/showcase/nasosi.pdf> (accessed: 24.12.2023). (In Russ.).
- [13] Skvazhinnye nasosy Grundfos [Grundfos submersible pumps]. *ru-grundfos.com: website*. URL: <https://ru-grundfos.com/skvaginnnyj/> (accessed: 25.12.2023). (In Russ.).
- [14] Katalogi produktzii [Product catalogues]. *hms-livgidromash.ru: website*. URL: <https://www.hms-livgidromash.ru/documentation/katalogi/> (accessed: 20.12.2023). (In Russ.).
- [15] Nasosy Dzhileks [Jeelex pumps]. *jeelex-pumps.ru: website*. URL: <https://www.jeelex-pumps.ru/shop/pumps/> (accessed: 20.12.2023). (In Russ.).
- [16] Naumov V.A. Determination of pipeline optimal diameter of local water supply system, taking into account load characteristics and costs of a centrifugal pump. *Regionalnaya arkhitektura i stroitelstvo* [Regional Architecture and Engineering], 2022, no. 2, pp. 153–160, doi: [https://doi.org/10.54734/20722958\\_2022\\_2\\_153](https://doi.org/10.54734/20722958_2022_2_153) (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 28.01.2024

## Информация об авторах

**ВЕЛИКАНОВ Николай Леонидович** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой судостроения, судоремонта и морской техники. Калининградский государственный технический университет (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: [monolit8@yandex.ru](mailto: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](mailto:van-old@mail.ru)).

## Information about the authors

**VELIKANOV Nikolai Leonidovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Shipbuilding, Ship Repair and Marine Engineering. Kaliningrad State Technical University (236000, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: [monolit8@yandex.ru](mailto:monolit8@yandex.ru)).

**NAUMOV Vladimir Arkadievich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor Head 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](mailto:van-old@mail.ru)).

### Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А. Энергетическая эффективность гидравлической системы с центробежным насосом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 54–60.

### Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A. Energy efficiency of a hydraulic system with the centrifugal pump. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 54–60.