

Научная статья
УДК 628.292

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СОЧЕТАНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС КАНАЛИЗАЦИОННЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ НАИЛУЧШЕЙ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ К ЗАСОРЕНИЮ

Евгения Сергеевна Широкова¹, Виталий Дмитриевич Ребрищев²,
Владимир Олегович Ломакин³

^{1,2,3}Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

¹shirokova@bmstu.ru

²rebrishchevv@bk.ru

³lomakin@bmstu.ru

Аннотация. Были проанализированы методы предотвращения засорению рабочих колес, рассмотрены геометрические особенности незасоряемых колес и спроектированы их соответствующие расчетные модели. С помощью гидродинамического моделирования течения были произведены расчеты проточных частей всех рабочих колес и получены их энергетические характеристики. Путем проведения испытаний была определена пригодность колес к перекачиванию стоков с волокнистыми включениями. Найден оптимальный вариант геометрии проточной части, устойчивый к засорению и имеющий удовлетворительные значения КПД и напора.

Ключевые слова: канализационный насос, сточные воды, волокнистые включения, гидродинамическое моделирование, устойчивость к засорению

Original article
UDC 628.292

DETERMINING THE OPTIMAL COMBINATION OF GEOMETRIC CHARACTERISTICS FOR SEWAGE PUMP IMPELLERS TO ACHIEVE THE BEST ENERGY EFFICIENCY AND RESISTANCE TO CLOGGING

Evgeniya Sergeevna Shirokova¹, Vitaliy Dmitrievich Rebrishev², Vladimir Olegovich Lomakin³

^{1,2,3}Bauman Moscow State Technical University (National Research University), Moscow, Russia

¹shirokova@bmstu.ru

²rebrishchevv@bk.ru

³lomakin@bmstu.ru

Abstract. Clogging preventing methods of impellers were analyzed, geometric features of non-clogging wheels were considered and their corresponding calculation models were designed. Calculations of the flow parts of all impellers were made and their energy characteristics were obtained by using hydrodynamic modeling of the flow. By conducting tests, the suitability of wheels for pumping sewage with fibrous inclusions was determined. The optimal variant of the geometry of the flow part, resistant to clogging and having satisfactory values of efficiency and head, was found.

Keywords: sewage pump, wastewater, fibrous inclusions, hydrodynamic modeling, non-clogging

Введение

Центробежные насосы, перекачивающие стоки, ил, канализационные воды, имеют, как правило, полуоткрытое рабочее колесо. К таким рабочим колесам предъявляются особые требования ввиду частых засоров и пониженной энергоэффективности по сравнению с колесами закрытого типа. Препятствовать засорению — крайне актуальная задача, ведь этот процесс влечет за собой перегрузку двигателя [1] и выход из строя компонентов насоса [2]. Среди простых современных методов, применяемых для повышения надежности канализационных насосов, выделяют установку дополнительных устройств на входе в насос, таких как решетки-дробилки [3], дополнительная режущая кромка и другие режущие устройства [4], фильтры. Однако вспомогательного оборудования всегда хочется избежать, поэтому в последнее время инженеры стали уделять больше внимания геометрическим особенностям рабочего колеса, позволяющим лучше справляться с перекачкой волокнистых и твердых включений, попавших в проточную часть насоса.

Методы

Была разработана линейка полуоткрытых рабочих колес, основные геометрические особенности которых заимствованы у колес известных брендов. Рабочие колеса данной линейки (рис. 1—5) отличаются количеством лопастей, углом охвата лопастей, формой лопастей на выходе и т. д.

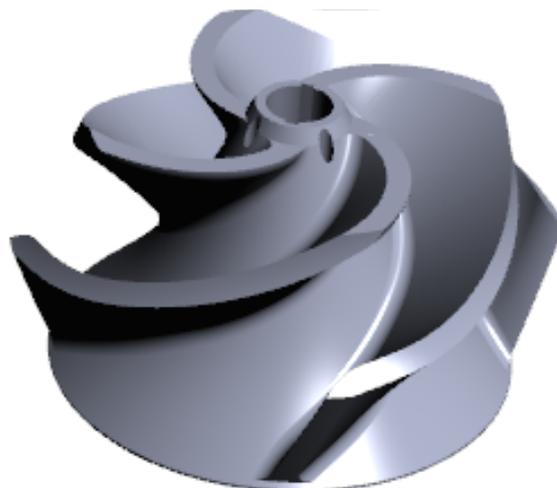


Рис. 2. Рабочее колесо № 2



Рис. 3. Рабочее колесо № 3



Рис. 1. Рабочее колесо № 1

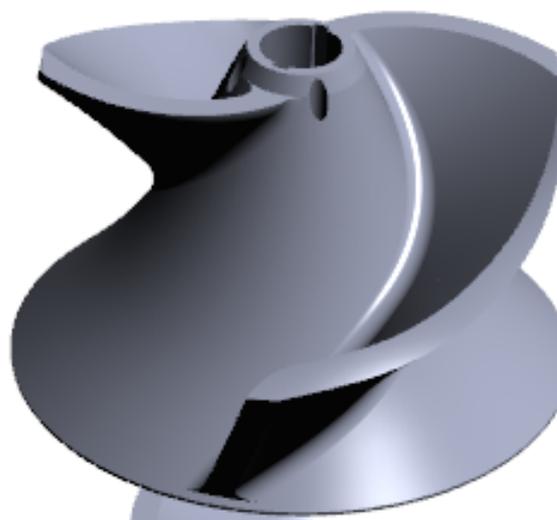


Рис. 4. Рабочее колесо № 4



Рис. 5. Рабочее колесо № 5

Для оценки качества профилирования с помощью специализированного программного пакета гидродинамического моделирования были произведены расчеты проточных частей (с использованием RANS модели турбулентности

k-omega SST) каждого рабочего колеса и получены энергетические характеристики. Общие параметры для расчетных моделей приведены в таблице 1.

Гидродинамическое моделирование основано на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики [5—6]. В случае несжимаемой жидкости это:

— уравнение Навье — Стокса, которое в векторной форме имеет вид

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f} + \nu \Delta \vec{v}, \quad (1)$$

где \vec{v} — вектор скорости; p — давление; \vec{f} — вектор массовых сил; t — время; ρ — плотность жидкости; ν — кинематическая вязкость жидкости; Δ — оператор Гамильтона; ∇ — оператор Лапласа;

— уравнение неразрывности

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0. \quad (2)$$

Для получения дискретных аналогов этих уравнений проводится осреднение по Рейнольдсу [6].

Таблица 1

Параметры для расчетных моделей

Подача, м ³ /час	1000
Напор, м	20
Частота вращения, об/мин	1480
Перекачиваемая жидкость	Сточные воды
Плотность жидкости, кг/м ³	998,6
Максимальный размер твердых частиц, мм	10

В результате описанные выше уравнения приобретают вид (все уравнения записаны по способу Эйнштейна):

— уравнения Навье — Стокса (осредненные по Рейнольдсу):

$$\rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right), \quad (3)$$

где u_i — мгновенное значение проекции скорости вектора \vec{v} на i -ю ось ($i = 1, 2, 3$); U_i — осредненное значение скорости u_i за период осреднения T ; P — осредненное значение давления;

$T_{ij}^{(v)} = 2\mu S_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости; $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ — тензор скоростей деформаций; $\rho \langle u_i u_j \rangle$ — Рейнольдсовы напряжения.

Осреднение уравнений Навье — Стокса по Рейнольдсу делает систему уравнений незамкнутой, т.к. дополнительно к четырем неизвестным ($u_i, i = 1, 2, 3$ и p) добавляются еще шесть неизвестных в виде Рейнольдсовых напряжений $\rho \langle u_i u_j \rangle$. В результате получаем систему из четырех уравнений при 10 неизвестных. Поэтому для замыкания этой системы уравнений вводятся дополнительные уравнения моделей турбулентности.

Для решения задачи в этой работе использовалась полуэмпирическая модель, $k-\omega$ SST-модель турбулентности [7], которая вводит дополнительные уравнения:

— уравнения переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_j} = \\ = P_k - \beta k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \end{aligned} \quad (4)$$

— уравнения относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_i \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \\ = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{aligned} \quad (5)$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; P_k — сумма членов генерации энергии турбулентности с учетом нелинейности; α, β, γ — коэффициенты замыкания; ω — относительная скорость диссипации; v — кинематическая вязкость; σ_k, σ_ω — полуэмпирические модельные коэффициенты $k-\omega$ SST-модели турбулентности; v_T — турбулентная вязкость, задаваемая с помощью $k-\omega$ SST-модели турбулентности $\left(v_T = k \frac{\gamma}{\omega} \right)$;

P_ω — сумма членов генерации удельной диссипации и перекрестной диффузии.

Для корректного моделирования гидродинамических процессов в полуоткрытом канализа-

ционном рабочем колесе в геометрии расчетной сетки был учтен зазор между лопастями и стеками корпуса (рис. 6), способствующий дополнительному выведению волокон из проточной части.

Сеточная сходимость была обеспечена при характеристиках расчетной сетки, указанных в таблице 2.

По результатам гидродинамического моделирования, отраженным на рисунках 7, 8 и в таблице 3, были определены две наилучшие модели рабочих колес, имеющие наиболее высокие значения характеристик: рабочие колеса № 2 и 5.

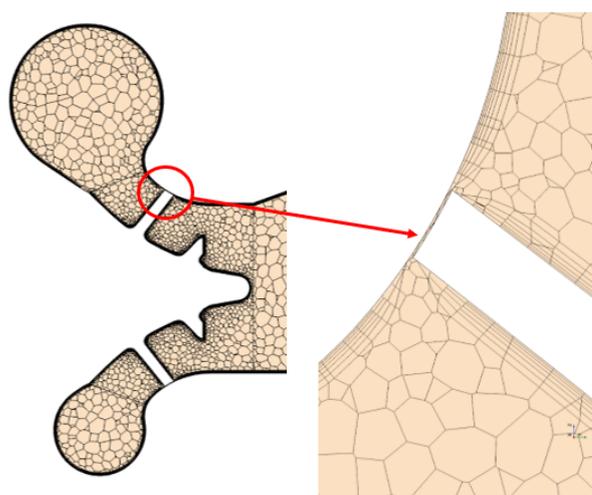


Рис. 6. Геометрические особенности расчетной сетки

Экспериментальная часть

Определение стойкости к засорению спроектированных рабочих колес производилось путем натуральных испытаний на канализационной насосной станции в Краснодаре, для чего были изготовлены из пластика путем 3D-печати (рис. 9) все разработанные рабочие колеса.

Таблица 2

Основные параметры расчетной сетки

Наименование	Значение
Базовый размер	10 мм
Растяжение призматического слоя	1,3
Толщина призматического слоя	35 %
Число призматических слоев	6

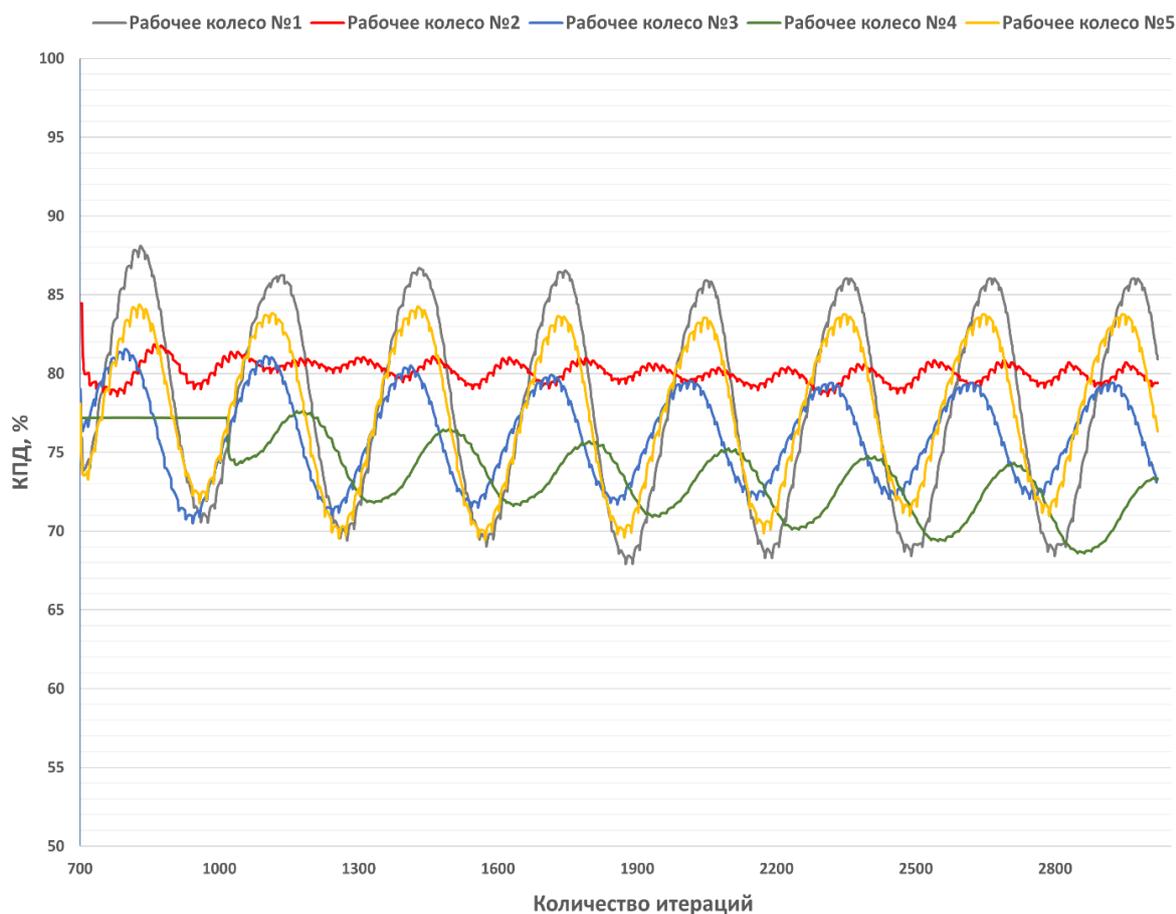


Рис. 7. Сравнительная диаграмма КПД всех рабочих колес

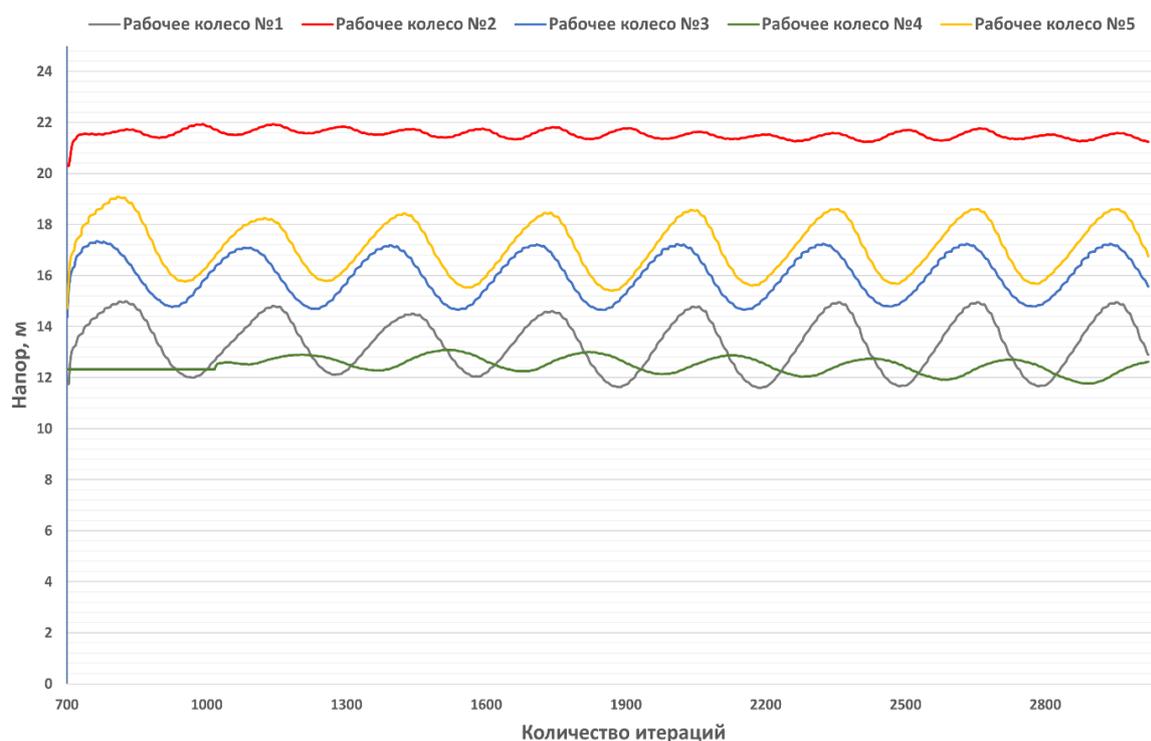


Рис. 8. Сравнительная диаграмма напора всех рабочих колес

Результаты гидродинамического моделирования

№ рабочего колеса	Осредненное значение характеристик по результатам расчета		Геометрические характеристики		
	Напор, м	КПД, %	Количество лопастей	Угол охвата, град.	Угол установки лопасти на выходе, град.
1	13,5	73,3	2	165	38,2
2	21,5	79,8	4	165	38,2
3	15,8	76,2	2	200	16,3
4	12,3	72	2	130	36,5
5	16,9	78,1	2	215	38,2



Рис. 9. Напечатанные модели рабочих колес

При проведении испытаний особое внимание обращалось на потребляемый двигателем ток и силу вибраций [8]: засоренное рабочее колесо (рис. 10) создает значительно большее гидравлическое сопротивление вращению, при этом двигателю требуется больше мощности (крутящего момента), чтобы повернуть колесо, и потребляемый ток двигателя резко возрастает; или же при забивании зазора между корпусом и режущей кромкой колеса (рис. 11) происходит падение расхода (выход жидкости ограничен) и, как следствие, падение нагрузки и тока; неравномерное распределение волокнистых включений в проточной части приводит к дисбалансу, насос начинает сильно вибрировать, возникает громкий гул, стуки, нехарактерные шумы. Таким образом отслеживалась сила тока: резкие скачки или просадки означают отклонение от нормальной работы насоса.



Рис. 10. Засоренное рабочее колесо



Рис. 11. Засорение зазора между корпусом и режущей кромкой рабочего колеса

Результаты

Время работы испытываемых колес отражено в таблице 4. Исходя из отработанного колесами времени, видно, что наиболее устойчивым к перекачиванию волокнистых структур оказалось рабочее колесо № 3, однако и рабочее колесо № 5 выдало приемлемые результаты.

Несмотря на то что рабочее колесо № 2, имеющее 4 лопасти, показало наилучшие характеристики с точки зрения энергоэффективности, что обусловлено уменьшением потерь, связанных с завихрениями в межлопастном пространстве, оно оказалось худшим с точки зрения подверженности засорам. Это связано с повышенным шансом забивания волокнистыми структурами межлопастных каналов, которые становятся уже при увеличении количества лопастей. Кроме того, уменьшается возможность свободного проскакивания между лопастями твердых включений, таких как камни.

Среди двухлопастных рабочих колес наилучший результат с точки зрения КПД и напора показало рабочее колесо № 5. Однако по итогам испытаний оно не является самым функциональным. Такое колесо подойдет для перекачки иловых стоков и других жидкостей без большого количества волокнистых включений.

Выводы

Для работы с жидкостями, содержащими много волокон и тканей, оптимальным станет вариант рабочего колеса № 3, имеющего 2 лопасти, а значит, достаточно широкие межлопастные каналы.

Сравнивая геометрические характеристики рабочих колес, показавших наилучшие результаты при испытаниях (№ 3—5), можно сделать вывод о том, что чрезмерно большие углы охвата лопастей, образующие более длинные межлопастные каналы, хуже влияют на устойчивость к засорению: волокна наматываются на ступицу, не успев вылететь из проточной части колеса. Образуется ком, перекрывающий поток и способствующий падению производительности насоса.

Таблица 4

Результаты проведения испытаний

№ рабочего колеса	Время работы до вынужденной остановки по причине засорения
1	49 мин.
2	11 мин.
3	8 ч 43 мин.
4	3 ч 14 мин.
5	6 ч 5 мин.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Салиев Э. И. Подходы к анализу аварийных состояний централизованных систем водоснабжения / Э. И. Салиев, И. В. Николенко, И. Н. Каленик // Промислова гідравліка і пневматика. — 2013. — № 1. — С. 3—8.
2. Воловник Г. И. Общие вопросы технической эксплуатации коммунальных систем водоснабжения и водоотведения / Г. И. Воловник, Л. Д. Терехов, М. И. Коробко. — 2005.
3. Заикина И. В. Решение проблем канализационных насосных станций с помощью устройства DISCAM / И. В. Заикина, А. А. Назаров, А. А. Косменюк // Ресурсосберегающее энергетическое оборудование и машины для производства сельскохозяйственной продукции. — 2018. — С. 31—35.
4. Конструктивные особенности насосов для жидкостей с твердыми включениями // Природно-ресурсный потенциал, экология и устойчивое развитие регионов России / М. С. Беспалов [и др.]. — 2016. — С. 26—35.
5. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва ; Ленинград : Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1966. — 364 с.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов / Л. Г. Лойцянский. — Изд. 6-е, перераб. и доп. — Москва : Наука, 1987. — 840 с.
7. Wilcox D. C. Formulation of the kw turbulence model revisited / D. C. Wilcox // AIAA journal. — 2008. — Vol. 46, no. 11. — P. 2823—2838.
8. Зинаков В. А. Проблемы, возникающие при проектировании и эксплуатации канализационных насосных станций / В. А. Зинаков // Передовые технологии в системах водоотведения населенных мест. — 2020. — С. 81—83.

REFERENCES

1. Saliev E. I. Approaches to the Analysis of Emergency Conditions of Centralized Water Supply Systems / E. I. Saliev, I. V. Nikolenko, I. N. Kalenik // Industrial Hydraulics and Pneumatics. — 2013. — No. 1. — P. 3—8.
2. Volovnik G. I. General Issues of Technical Operation of Municipal Water Supply and Sanitation Systems / G. I. Volovnik, L. D. Terekhov, M. I. Korobko. — 2005.
3. Zaikina I. V. Solving the problems of sewage pumping stations using the DISCAM device / I. V. Zaikina, A. A. Nazarov, A. A. Kosmenyuk // Resource-Saving Energy Equipment and Machines for Agricultural Production. — 2018. — P. 31—35.
4. Design features of pumps for liquids containing solid inclusions / M. S. Bepalov [et al.] // Natural resource potential, ecology and sustainable development of Russian regions. — 2016. — P. 26—35.
5. Lomakin A. A. Centrifugal and axial pumps / A. A. Lomakin. — 2nd ed., revised and enlarged. — Moscow ; Leningrad : Mashinostroenie (Leningrad Branch), 1966. — 364 p.
6. Loitsyansky L. G. Mechanics of liquid and gas : textbook for universities / L. G. Loitsyansky. — 6th ed., revised and enlarged. — Moscow : Nauka, 1987. — 840 p.
7. Wilcox D. C. Formulation of the kw turbulence model revisited / D. C. Wilcox // AIAA journal. — 2008. — Vol. 46, no. 11. — P. 2823—2838.
8. Zinakov V. A. Problems arising in the design and operation of sewage pumping stations / V. A. Zinakov // Advanced technologies in wastewater disposal systems of populated areas. — 2020. — P. 81—83.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Е. С. Широкова — ассистент кафедры гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики;
В. Д. Ребрищев — аспирант кафедры гидромеханики, гидромашин, гидропневмоавтоматики;
В. О. Ломакин — профессор кафедры гидравлики, гидромашин и гидропневмоавтоматики, д. т. н., профессор.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

E. S. Shirokova — Assistant of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumo automation Department;
V. D. Rebrishchev — Postgraduate Student of the of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumo Automation Department;
V. O. Lomakin — Professor of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumo automation Department, Dr. Tech. Sci., Professor.

Статья поступила в редакцию 06.10.2025.

The article was submitted 06.10.2025.