

Исследование виброактивности центробежного дискового насоса

О.Д. Ломакин, В.А. Черёмушкин

Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Насосы с повышенными виброакустическими требованиями весьма востребованы в разных областях как мирной, так и военной техники, в особенности подводной, из-за ужесточения норм звукового загрязнения и развития систем отслеживания аппаратов. Дисковые насосы являются одними из самых «тихих» насосов благодаря своей простой конструкции и отсутствию элементов, вызывающих вихреобразование, но при этом они обеспечивают меньший напор, чем, например, лопастные, из-за чего первые на данный момент изучены не так подробно. Несмотря на это, данные машины требуют оптимизации, нововведений в конструкции и более глубокого анализа в области снижения виброактивности.

Цель работы — исследование виброактивности дискового насоса в полной подстановке с гидродинамикой и твёрдотельным моделированием, оптимизации геометрии проточной части для достижения безотрывного течения.

Материалы и методы. Расчёт представляет собой сопряжения гидродинамического и твёрдотельного моделирования (FSI, Fluid Structure Interaction), производился в программном пакете Simcenter STAR-CCM+, в нестационарной постановке, для гидродинамики выбрана DES (Detached Eddy Simulation) модель турбулентности, были смоделированы виброамортизаторы. Для оптимизации использована программа Needs.

Результаты. Была получена 3D-модель всего насоса, спектрограмма виброускорения, поле скоростей в оптимизированной проточной части.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в полученных качественных и количественных данных о виброактивности дисковых насосов, а также в работающем метааппарате оптимизации геометрии проточной части для достижения безотрывного течения в проточной части и максимального гидравлического КПД, и, как следствие, достижения лучших шумовых характеристик насоса.

Ключевые слова: дисковый насос; каналный направляющий аппарат; виброактивность; вибрация; спектр виброускорений; виброшумовые характеристики; параметрическая оптимизация; CFD моделирование; FSI моделирование; сопряжённый расчёт гидравлики и механики.

Как цитировать:

Ломакин О.Д., Черёмушкин В.А. Исследование виброактивности центробежного дискового насоса // Известия МГТУ «МАМИ». 2025. Т. 19, № 1. С. [x–y](#). DOI: [10.17816/2074-0530-660922](https://doi.org/10.17816/2074-0530-660922) EDN: ОКОКНУ

Study of Vibrational Intensity of a Centrifugal Disc Pump

Oleg D. Lomakin, Vyacheslav A. Cheremushkin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Pumps with increased noise, vibration and harshness (NVH) requirements are in high demand in various fields of both civil and military equipment, especially underwater, due to stricter standards of sound pollution and the development of vehicle tracking systems. Disc pumps are one of the "quietest" pumps, due to their simple design and the absence of elements that cause eddy formation, but at the same time they ensure less pressure than, for example, vane pumps, which is why the former have not been studied in detail at the moment. Despite this, these machines require optimization, design innovations and deeper analysis in the field of vibrational intensity reduction.

AIM: Study of vibrational intensity of a disc pump using hydrodynamics and solid-state modeling, optimizing the geometry of the flow part to achieve continuous flow.

METHODS: The calculation is a combination of computational fluid dynamics and computer-aided design, was performed in the Simcenter STAR-CCM+ software package, the simulation included unsteady conditions, the Detached Eddy Simulation (DES) turbulence model was selected for hydrodynamics, vibrational dampers were modeled. The HEEDS software is used for optimization.

RESULTS: A 3D model of the entire pump, a vibration acceleration spectrogram, and a velocity field in the optimized flow part were obtained.

CONCLUSION: The practical value of the study lies in the obtained qualitative and quantitative data on the vibrational intensity of disc pumps, as well as in the correct body of mathematics for optimizing the geometry of the flow part to achieve non-cavitating flow in the flow part and maximum hydraulic efficiency, and, as a result, to achieve better noise behavior of the pump.

Keywords: disc pump; channel guide; vibrational intensity; vibration; vibration acceleration spectrum; NVH characteristics; parametric optimization; CFD simulation; FSI modeling; coupled simulation of hydraulics and mechanics.

TO CITE THIS ARTICLE:

Lomakin OD, Cheremushkin VA. Study of Vibrational Intensity of a Centrifugal Disc Pump. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2025;19(1):x–y. DOI: [10.17816/2074-0530-660922](https://doi.org/10.17816/2074-0530-660922) EDN: OKOKHU

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Введение

Актуальность задачи по снижению вибрации в определённом классе морской техники и оборудования, для которых нормируется шумовое загрязнение, подтверждается постоянным ужесточением соответствующих нормативных требований.

Многочисленные эксперименты [2, 9] показывают, что значительный вклад в виброактивность современного насосного агрегата вносят большие градиенты давления перекачиваемой жидкости различного происхождения: вихреобразование, кавитация, рециркуляция, несимметричность потока. Также вклад в виброакустическую картину вносят такие факторы, как гидродинамический шум, механические шумы, резонансы на частотах вращения и кратных им, резонансы на лопаточных частотах рабочего колеса и направляющего аппарата, резонансы на собственных частотах насоса, динамика ротора [5], динамика электродвигателя, кавитационный запас насоса, шумы в подшипниках качения и скольжения, работа насоса в неоптимальных режимах работы и многие другие факторы.

Ранее при проектировании центробежных насосов для учёта виброактивности использовались методики, основанные на эмпирических или полуэмпирических данных и зависимостях, полученных на основе многочисленных экспериментов для типовых конструкций [5]. Заключение о влиянии конкретного конструктивного решения можно было получить только с точностью до раздела частот.

Современные средства вычислительной гидродинамики позволяют качественно решить множество задач, возникающих при проектировании насосов, причём численный расчёт и моделирование гидродинамических процессов с точки зрения виброактивности возможны в стандартных программных комплексах, однако сопряжены с рядом проблем, одной из которых является малый объём экспериментальных данных и сложность верификации моделей.

Целью работы является оптимизация проточной части дискового насоса, анализ его виброакустических параметров и краткое представление процесса оптимизации для возможности проведения аналогичных работ в будущем.

Проектирование и оптимизация дискового насоса

Исходные данные и постановка задачи

Необходимо спроектировать проточную часть дискового насоса на следующие параметры:

- подача — 30 м³/ч;
- напор — 10 м;
- частота вращения вала — 2700 об/мин;
- наружный диаметр — 230 мм.

При решении задачи были выбраны следующие критерии оптимизации: максимизация гидравлического КПД, которая является, в том числе следствием уменьшения вихреобразования, что приводит к снижению шума и вибраций [4]; соответствие напора заданному значению $\pm 5\%$ и минимизация его колебательности.

После получения оптимальной проточной части необходимо внедрить её в конструкцию насоса, после чего снять спектры виброускорений всей конструкции. Так как насос имеет хорошие кавитационные качества и без того испытывается только при подпоре, явления, связанные с кавитацией, не будут рассмотрены в этой работе.

Проектирование проточной части и её оптимизация

В рамках выполнения работы был спроектирован дисковый одноступенчатый погружной насос (рис. 1).

Рабочим органом насоса наружного контура является дисковое колесо 1. Ротор вращается в радиальных подшипниковых опорах скольжения 2 и 9, осевое усилие воспринимается упорной пятой 8. Компенсация перепада давления между полостями

HYDRAULIC AND PNEUMATIC SYSTEMS

проточной части и полостью статора электродвигателя осуществляется при помощи компенсационного кольцевого поршня 7.

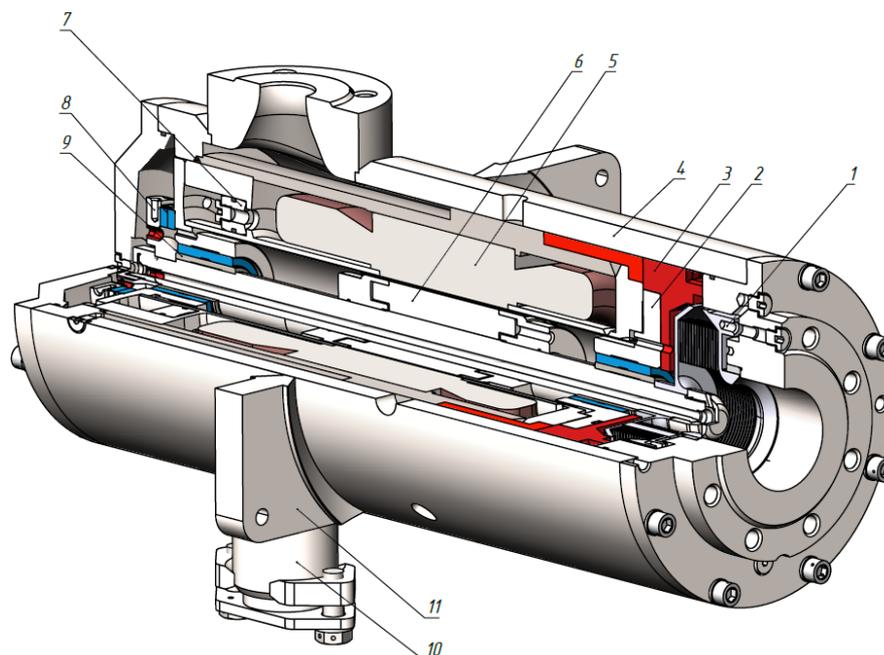


Рис. 1. Одноступенчатый дисковый погружной насос: 1 — дисковое колесо; 2, 9 — радиальные подшипники скольжения; 3 — направляющий аппарат; 4 — корпус насоса; 5, 6 — электродвигатель; 7 — компенсирующий кольцевой поршень; 8 — упорная пята; 10 — ввод провода; 11 — лапы корпуса.

Fig. 1. A single-stage disc submersible pump: 1: disk impeller; 2, 9: radial sleeve bearings; 3: guide device; 4: pump body; 5, 6: electric motor; 7: compensating annular piston; 8: thrust support; 10: wire entry; 11: body paws.

Крутящий момент создаётся электродвигателем 5, 6. Жидкость направляется к напорному фланцу по каналу, сформированному направляющим аппаратом 3 и корпусом 4. Дисковый насос по своей сути работает за счёт трения жидкости и поверхности, на этот процесс сильно влияет шероховатость, которая была учтена согласно [12].

Для проведения процесса автоматизированной оптимизации были разработаны параметризованные модели дискового рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата [7, 8] (НА), приведённые на рис. 2 и 3. При этом скрепляющие диски бобышки, которые обычно имеют цилиндрическую форму, были выполнены в виде крылового профиля. Преимущества такого исполнения будут показаны далее в результатах численного расчёта. РК в зоне после дисков имеет конфузорный участок.

Направляющий аппарат — многоканальный. Число каналов выбрано равным 8, исходя из габаритных размеров проточной части, расчётов пропускной способности НА, а также для сравнения спектра виброускорений с лопастным насосом на аналогичные параметры [3, 6]. В данной работе будет рассмотрена только вышеописанная параметризованная конструкция направляющего аппарата.

В гидродинамическом моделировании используется DES модель турбулентности как оптимальная по возможности разрешать вихри и по требуемой вычислительной мощности. Для оценки виброактивности был произведен сопряжённый расчёт гидравлики и механики, описание применения этого метода [13].

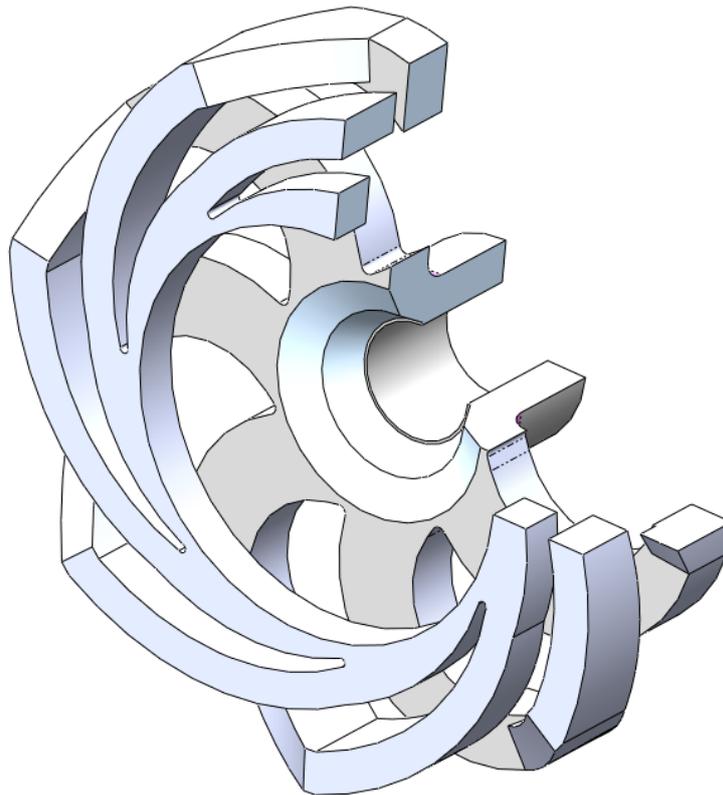


Рис. 2. Параметризованная трёхмерная модель направляющего аппарата (НА) в ступенчатом разрезе.

Fig. 2. The parametric 3D-model of a guide in stepwise incision.

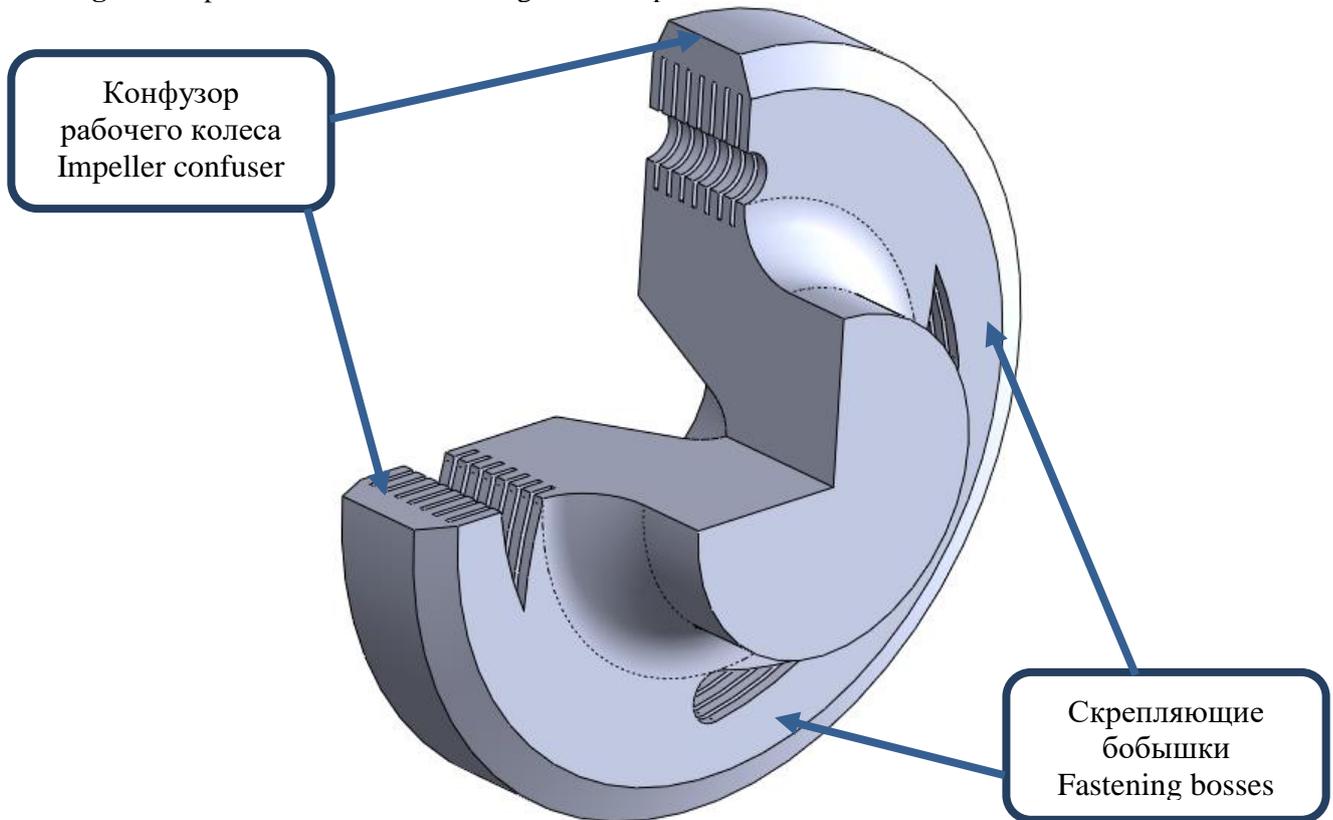


Рис. 3. Параметризованная трёхмерная модель жидкости рабочего колеса.

Fig. 3. The parametric 3D-model of impeller's fluid.

Параметры оптимизации, а также диапазоны их изменения приведены в табл. **Ошибка!**

Источник ссылки не найден..

HYDRAULIC AND PNEUMATIC SYSTEMS

Таблица 1. Параметры оптимизации
Table 1. Parameters of optimization and their ranges

Наименование	Минимум	Максимум
Диаметр рабочего колеса	100	145 (конструктивное ограничение)
Ширина рабочего колеса по дискам	25	45 (конструктивное ограничение)
Число дисков	8	15
Ширина рабочего колеса	7	15
Радиальный размер конфузора колеса	15	30 (конструктивное ограничение)
Коэффициент ширины расчётного окна направляющего аппарата	0,7	2,7
Коэффициент осевой диффузорности каналов направляющего аппарата	1,5	5

Результаты оптимизации

Геометрические параметры и характеристики лучшей по результатам оптимизации проточной части приведены в табл. 2.

Таблица 2. Параметры оптимизированной модели в сравнении с изначальной
Table 2. Comparison of the geometrical parameters before and after optimization

Наименование	Исходная модель	Лучшая модель
Диаметр рабочего колеса	131,5	145
Ширина рабочего колеса по дискам	40	45
Число дисков	10	15
Ширина рабочего колеса на выходе	23	11,85
Радиальный размер конфузора колеса	15,8	30
Коэффициент ширины расчётного окна направляющего аппарата	0,9	2,94
Коэффициент осевой диффузорности каналов направляющего аппарата	1,7	3,74
Напор	6,7	11,2
Гидравлический КПД	26,9	33,61

После оптимизации проточная часть была дополнена боковыми пазухами, что позволило включить в расчёт механические потери (трение наружной поверхности дисков рабочего колеса (РК) о жидкость) и объёмные (утечка через щелевое уплотнение) и определить таким образом полный КПД проточной части насоса. Расчётная сетка полной проточной части приведена на рис. 4.

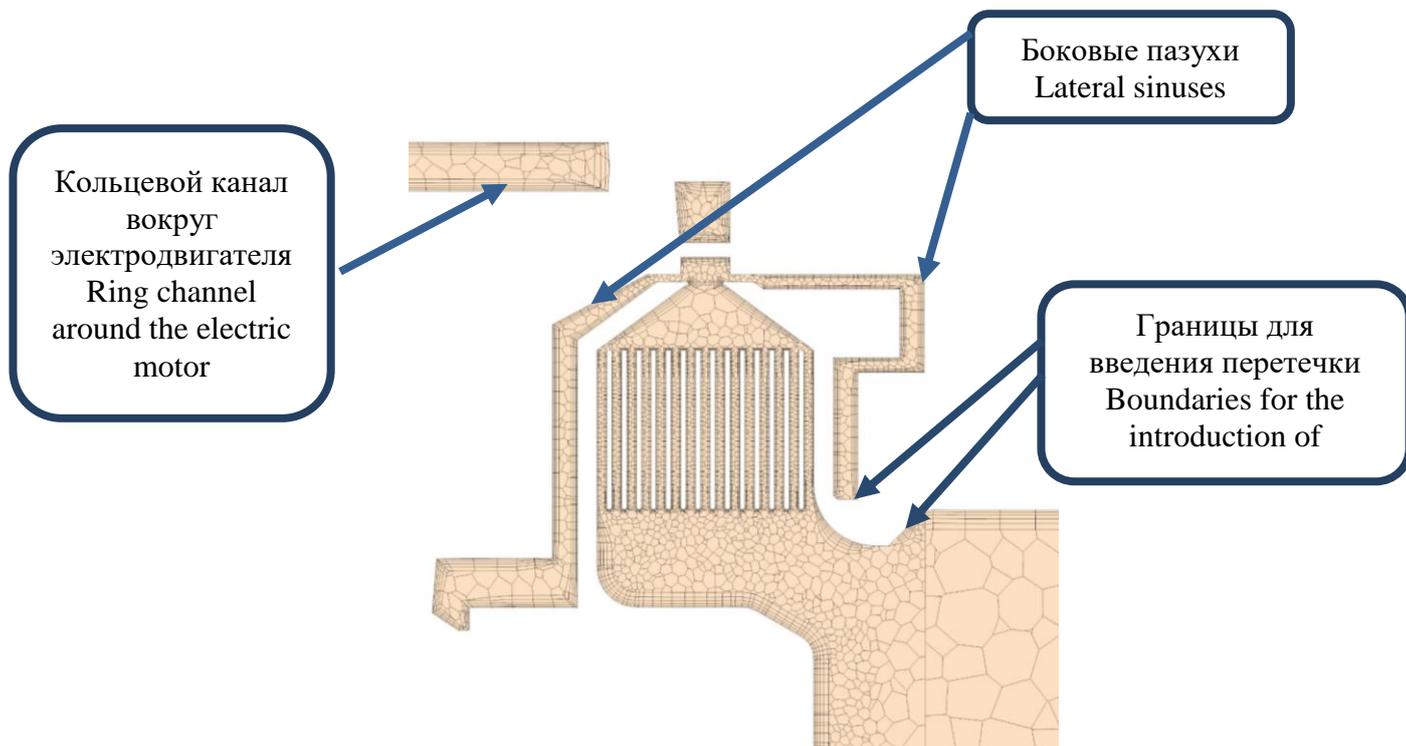


Рис. 4. Расчётная сетка полной проточной части с боковыми пазухами.
Fig. 4. Mesh of complete flow part with side hollows.

Характеристики полной проточной части дискового насоса приведены в табл. 1, а также для наглядности на рис. **Ошибка! Источник ссылки не найден..** Дополнительно приведены усилия на рабочем колесе — суммарное в радиальном и осевом направлениях.

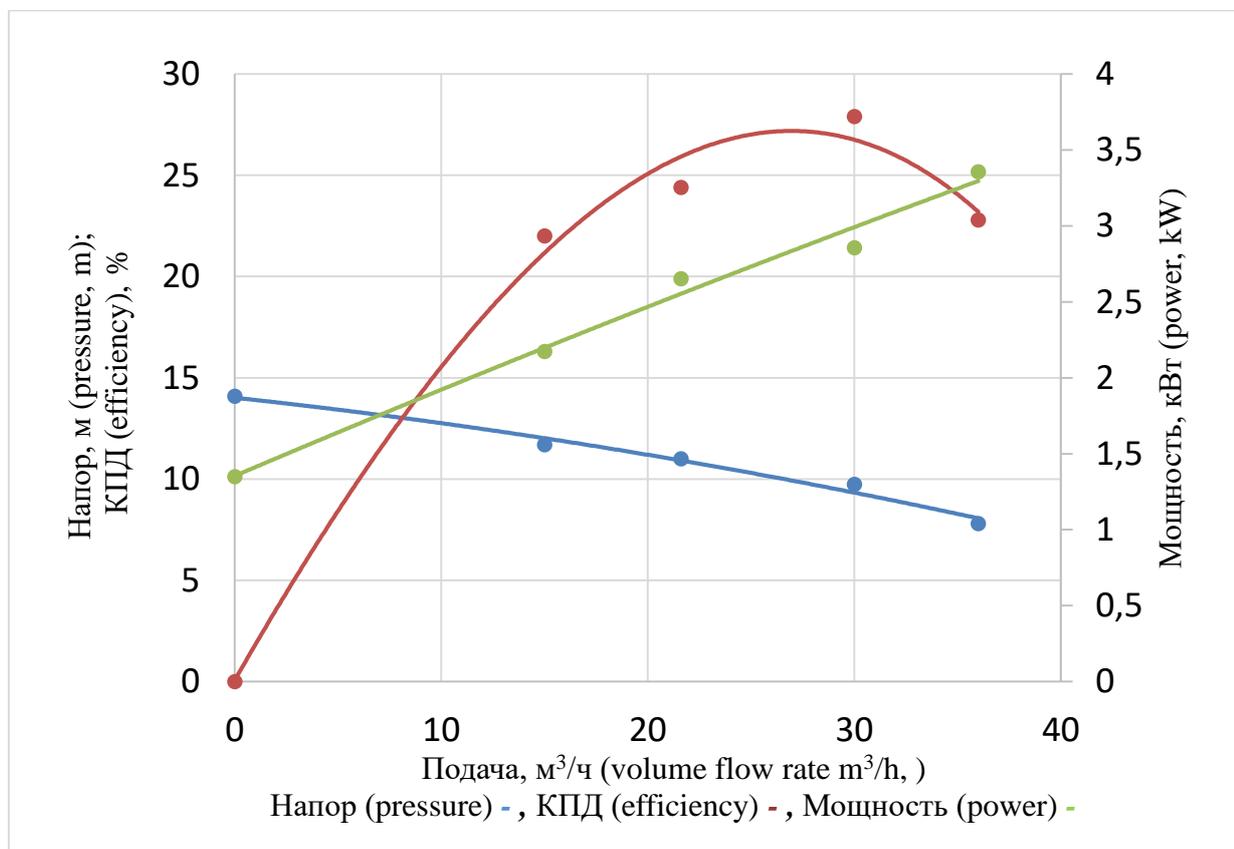


Рис. 5. Основные характеристики насоса: напор, КПД и мощность.
Fig. 5. Main characteristics of a pump: pressure, efficiency and power.

Таблица 1. Характеристики полной проточной части

Table 3. Characteristics of the complete flow part

Подача, м ³ /ч	Напор, м	КПД полный, %	Радиальная сила, Н	Осевая сила, Н	Мощность, Вт
0,0	14,1	0,0	27	900	1,35
15,0	11,7	22,0	10	600	2,17
21,6	11,0	24,4	8	480	2,65
30,0	9,75	27,9	5	300	3,02
36,0	7,8	22,8	4	250	3,36

На рис. 6 приведено сравнение обтекания стандартной цилиндрической и предложенной в данной конструкции крыловой скрепляющих бобышек. Внедрение профиля позволяет существенно снизить вихреобразование и, как следствие, улучшить виброшумовые характеристики проточной части.

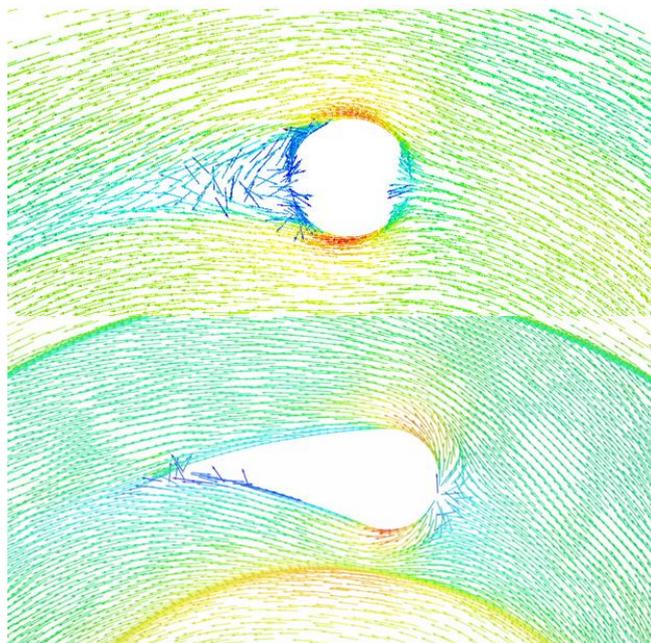


Рис. 6. Сравнение полей течений по векторным полям распределения скорости для цилиндрических и профилированных скрепляющих бобышек.

Fig. 6. Comparison of flow fields according to vector fields of velocity distribution for cylindrical and profiled fixing bosses.

На рис. 7 приведена полученная по результатам моделирования течения в нестационарной постановке зависимость напора от времени. Колебания напора не превышают 0,025 м, что составляет ~0,25% от величины напора.

Анализ вибрации и спектров виброускорения конструкции

Ниже, на рис. 8, приведена модель, описывающая состав исследуемой конструкции [1, 11], а на рис. 9 — состав модели амортизатора согласно ГОСТ 17053.1-80.

Для снятия вибраций на корпусе насоса были выбраны 6 точек, приведённых на рис. 10 [10]. Для первой из них на рис. 11 приведены спектры виброускорений по трём взаимно перпендикулярным осям.

Как видно из графиков, дисковый насос имеет предельно низкий уровень шума экспериментальной спектрограммы.

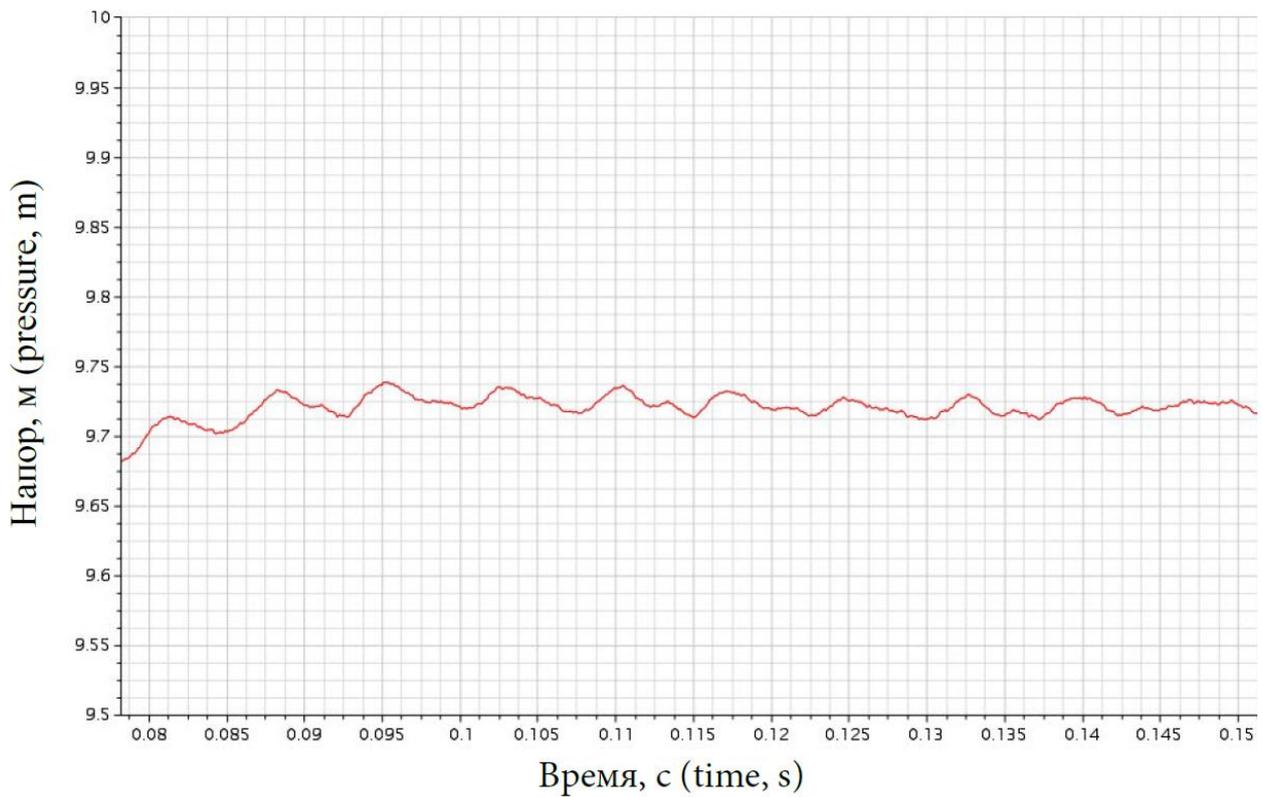


Рис. 7. Зависимость напора насоса от времени.
Fig. 7. Time-domain pump pressure.

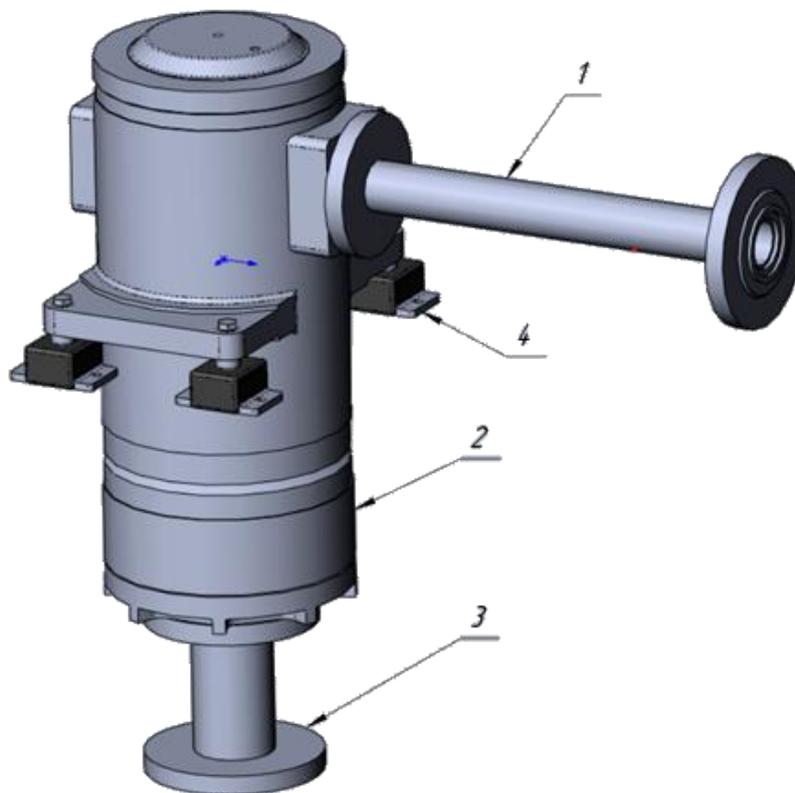


Рис. 8. Состав 3D-модели для проведения расчёта: 1 — напорная труба; 2 — корпус насоса; 3 — труба всасывания; 4 — амортизаторы.

Fig. 8. Content of the 3D model for simulation: 1: pressure pipe; 2: housing, 3: suction pipe, 4: shock absorbers.

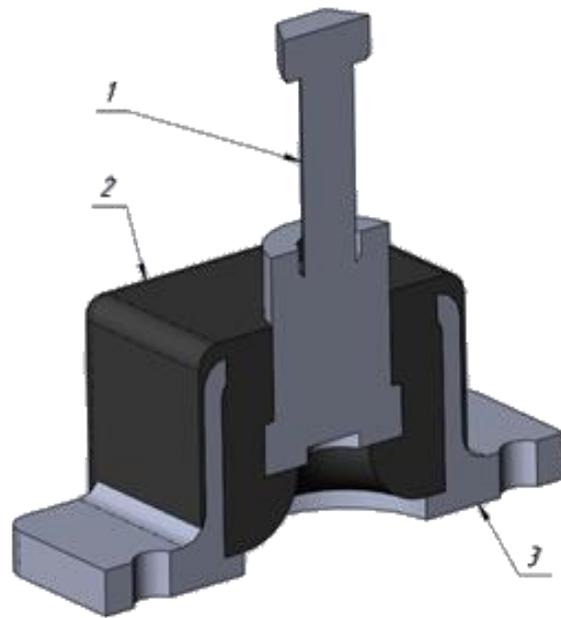


Рис. 9. Состав 3D-модели амортизатора: 1 — резьбовая втулка с болтом; 2 — демпфирующий материал; 3 — жёсткое основание.

Fig. 9. Content of the 3D model of the damper: 1: threaded bushing with bolt; 2: damping material; 3: rigid base.

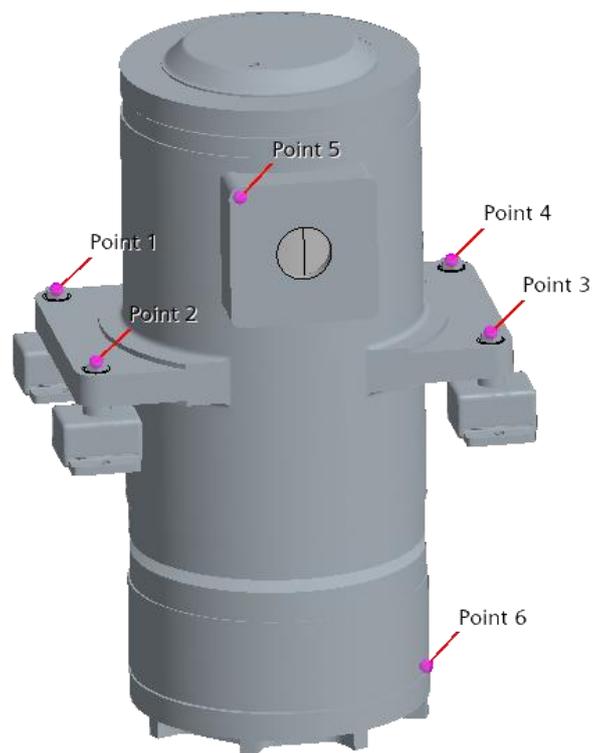


Рис. 10. Точки, в которых регистрировались значения виброускорений в трёх взаимно перпендикулярных направлениях: точки 1–4 — точки у оснований виброамортизаторов, точки 5 и 6 — точки на нагнетании и всасывании соответственно.

Fig. 10. Points of vibration acceleration measurement in three mutually perpendicular directions.

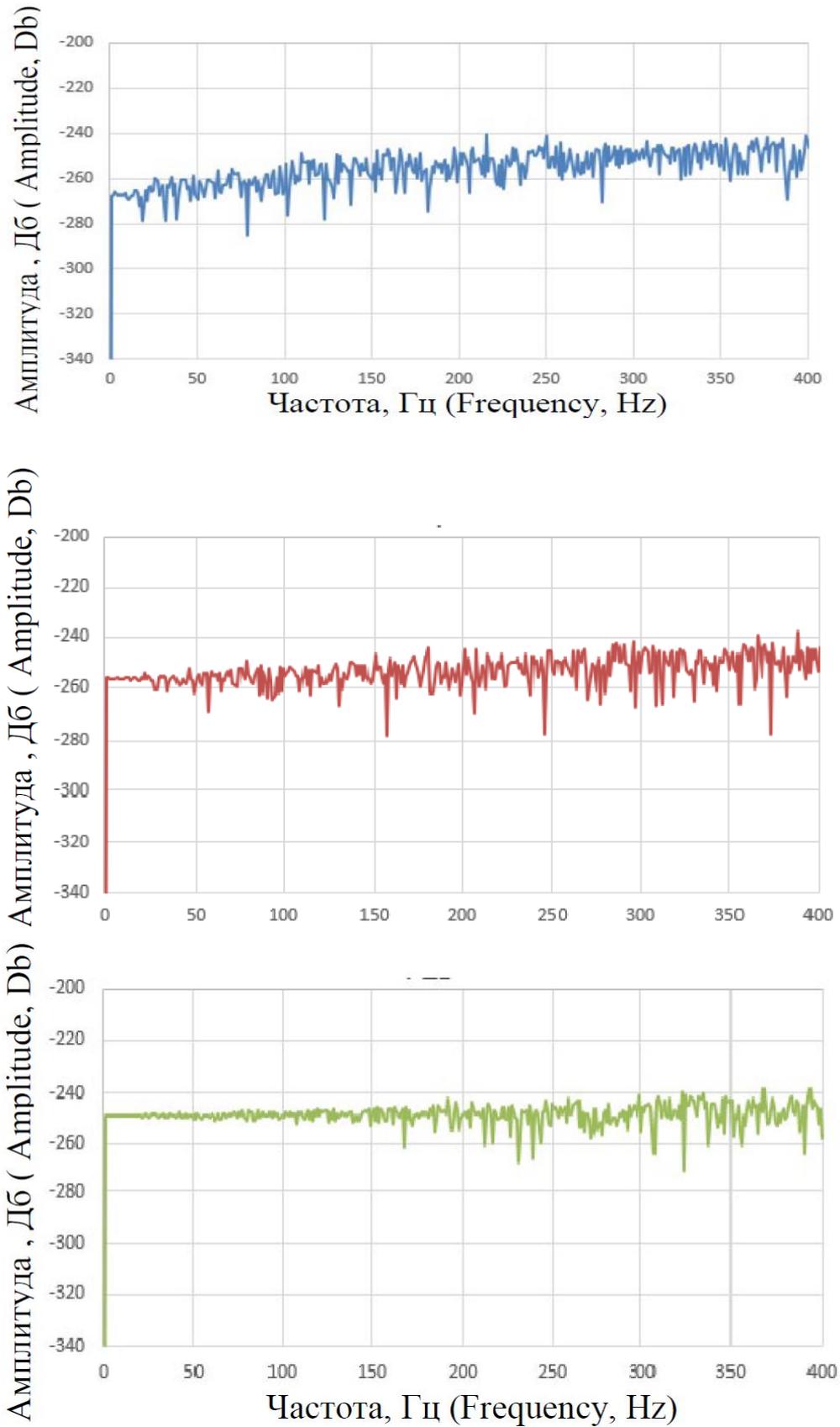


Рис. 11. Спектры виброускорений в точке №1 по осям X, Y и Z соответственно.

Fig. 11. Vibration acceleration spectra at point #1 along X, Y, Z axes.

Выводы

В ходе исследования была проведена оптимизация проточной части дискового насоса, позволившая улучшить его виброакустические параметры за счёт повышения гидравлического КПД и уменьшения колебательности напора насоса. Снятие спектра виброускорений с корпуса насоса, в который была внедрена данная проточная часть, позволило определить низкий уровень шума агрегата.

Полученные данные позволяют сделать вывод, что анализ вибрационных характеристик возможен до «воплощения в железо» при использовании средств CFD-моделирования, что в будущем может значительно упростить и ускорить разработку насосов и иных устройств, отвечающих специализированным требованиям даже нестандартных конструкций.

Стоит продолжать проведение подобных работ с последующим сравнением результатов с показателями реальных устройств для верификации первых и разработки полноценной методики таких расчётов.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. О.Д. Ломакин — написание текста рукописи, редактирование текста рукописи, создание изображений, подбор поиск публикаций по теме статьи, проектирование; В.А. Черемушкин — экспертная оценка, утверждение финальной версии, расчёты в Star SSM. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источник финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы не использовали ранее опубликованные сведения (текст, иллюстрации, данные).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: O. D. Lomakin: writing and editing the text of the manuscript; editing the text of the manuscript; creating images, selecting search for publications on the topic of the manuscript, designing; V.A. Cheremushkin: expert opinion, approval of the final version, calculations simulation in the Star SSM. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: N/A.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Pokrovsky BV. Stands for complex vibroacoustic studies of centrifugal pumps. *Proceedings of the WIGM XXXIV*. 1964:79–101. (In Russ.)
2. Pokrovsky BV, Yudin EYa. The main features of noise and vibration of centrifugal pumps. *Acoustic Journal*. 1966;12(3):355–364. (In Russ.)
3. Pokrovsky BV, Rubinov VYa. The effect of discharge on the vibro-acoustic characteristics of a centrifugal pump. *Proceedings of VNIIGIDROMASH*. 1970;(40):84–102. (In Russ.)
4. Pokrovsky BV. Noise and vibration of centrifugal pumps and measures to reduce them. *Proceedings of VNIIGIDROMASH*. 1971;(41):118–132. (In Russ.)
5. Pokrovsky BV, Rubinov VYa. On the calculation of vibration levels of centrifugal pumps. *Proceedings of VNIIGIDROMASH*. 1971;(42):146–151.
6. Pokrovsky BV. Laws of similarity of vibration-noise characteristics of centrifugal pumps. *Proceedings of VNIIGIDROMASH*. 1973;(45):50–63. (In Russ.)
7. Rubinov VYa. *Investigation of the effect of discharge devices on the vibro-acoustic characteristics of centrifugal pumps*. Abstract of the 1975 dissertation. P. 24. (In Russ.)
8. Pokrovsky BV, Rubinov VYa. The influence of the number of blades of the impeller and the guide device on the vibro-acoustic characteristics of centrifugal pumps. *Proceedings of VNIIGIDROMASH*. 1976;(46):71–86. (In Russ.)
9. Zotov BN. Investigation of hydrodynamic sources of vibrations of a centrifugal pump. *Power Engineering*. 1974;(2):26–32. (In Russ.)
10. Korben F. Vibration monitoring: Translated from English. *Vibration monitoring*. 1976;7(7):91. (In Russ.)
11. Privalov VV. *Dynamic properties of hydrostatic support systems of technological equipment and means of their correction*. Russian Academy of Sciences Institute of Problems of Machine Science, Saint Petersburg, 2000. (In Russ.)
12. Cheremushkin VA, Lomakin VO. Modeling of the operation of a disc pump with the wall roughness consideration. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023;17(2):157–164. doi: 10.17816/2074-0530-321862 (In Russ.)
13. Ogurtsov SV, Mikheev KG, Pushkarev VV. The use of conjugate calculation methods for assessing the vibration activity of pumps. *Pumps. Turbines. Systems*. 2022;3(44):96–107. EDN: XUHBCQ

ОБ АВТОРАХ / AUTHORS' INFO

* **Черемушкин Вячеслав Андреевич**,

канд. техн. наук,
 младший научный сотрудник кафедры
 «Гидромеханика, гидромашины и
 гидропневмоавтоматика»;
 адрес: Россия, 105005, Москва, ул. 2-я
 Бауманская, д. 5, стр. 1;
 ORCID: 0009-0001-7832-3952;
 eLibrary SPIN: 3708-7709;
 e-mail: vcheremushkin@bmstu.ru

Ломакин Олег Дмитриевич,
 инженер кафедры «Гидромеханика,
 гидромашины и гидропневмоавтоматика»;
 ORCID: 0009-0001-0295-6829;
 eLibrary SPIN: 8145-4486;
 e-mail: Malhanus@mail.ru

* **Vyacheslav A. Cheremushkin**,

Cand. Sci. (Engineering),
 junior research associate of the Hydromechanics,
 Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics
 Department;
 address: 5 2nd Baumanskaya st, bldg 1, Moscow,
 Russia, 105005;
 ORCID: 0009-0001-7832-3952;
 eLibrary SPIN: 3708-7709;
 e-mail: vcheremushkin@bmstu.ru

Oleg D. Lomakin,
 engineer of the Hydromechanics, Hydraulic
 Machines and Hydropneumodynamics
 Department;
 ORCID: 0009-0001-0295-6829;
 eLibrary SPIN: 8145-4486;
 e-mail: Malhanus@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author