

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321719>

Оригинальное исследование



Исследование зависимости толщины смазочного слоя в упорном подшипнике скольжения герметичного насоса с магнитной муфтой от площади разгрузочных отверстий рабочего колеса

Д.Б. Павловский¹, А.И. Петров², А.А. Протопопов²¹ Биопроект, Москва, Российская Федерация;² Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Использование герметичных насосов для перекачивания разнообразных жидкостей в современном мире повсеместно. Повышение ресурса и надёжности работы герметичных насосов с магнитной муфтой является актуальной технической задачей.

Цель работы — поиск относительно простых способов повышения ресурса и надёжности работы герметичных насосов с магнитной муфтой, в частности исследуется влияние площади разгрузочных отверстий в рабочем колесе на толщину смазочного слоя в упорном подшипнике.

Материалы и методы. В математической модели был рассмотрен план сил, действующих на ротор центробежного насоса с гидростатическими подшипниками, работающими на перекачиваемой жидкости, а также получено его уравнение равновесия. Часть силовых факторов, действующих на ротор, найдена с помощью гидродинамического моделирования. В расчёте был учтён такой геометрический параметр центробежного насоса, как влияние разгрузочных отверстий рабочего колеса на толщину смазочного слоя в упорном гидростатическом подшипнике.

Результаты. В итогах статьи представлен график зависимости толщины смазочного слоя в упорном подшипнике скольжения от площади разгрузочных отверстий рабочего колеса. Как видно из этого графика, осевая сила весьма чувствительна к площади разгрузочного отверстия рабочего колеса центробежного насоса.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в том, что в выводах статьи было сформулировано влияние разгрузочных отверстий рабочего колеса на толщину смазочного слоя упорного подшипника герметичного центробежного насоса.

Ключевые слова: упорный подшипник; разгрузочные отверстия; рабочее колесо; толщина смазочного слоя.

Как цитировать:

Павловский Д.Б., Петров А.И., Протопопов А.А. Исследование зависимости толщины смазочного слоя в упорном подшипнике скольжения герметичного насоса с магнитной муфтой от площади разгрузочных отверстий рабочего колеса // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 4. С. 339–345. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321719>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321719>

Original study article

Study of dependence of lubrication layer thickness in a plain thrust bearing of a sealed pump with a magnetic clutch on area of the working wheel equalizing holes

Dmitry B. Pavlovsky¹, Alexey I. Petrov², Alexander A. Protopopov²

¹ Bioproekt, Moscow, Russian Federation;

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Nowadays, using sealed pumps for transferring various liquids is widespread. Increasing the service life and operation reliability of sealed pumps with a magnetic clutch is a relevant technical task.

AIM: Search for relatively simple ways of increasing the service life and operation reliability of sealed pumps with a magnetic clutch, in particular, study of influence of area of the working wheel equalizing holes on lubrication layer thickness in a thrust bearing.

METHODS: In the mathematical model, the diagram of forces acting at a rotor of a centrifugal pump with hydrostatic bearings operating with the transferred liquid was analyzed and the equilibrium equation was obtained. The influence of such centrifugal pump geometric parameters as area of the working wheel equalizing holes on lubrication layer thickness in a thrust hydrostatic bearing was taken into account in the calculation.

RESULTS: In the paper's conclusion, there is dependency graph of lubrication layer thickness in a thrust bearing on area of the working wheel equalizing holes. As it is shown in the graph, the axial force is quite sensible to area of an equalizing hole of a centrifugal pump working wheel.

CONCLUSION: The practical value of the study lies in the formulated influence of area of the working wheel equalizing holes on lubrication layer thickness in a thrust bearing of a centrifugal pump, given in the paper's conclusion.

Keywords: thrust bearing; equalizing holes; working wheel; lubrication layer thickness.

To cite this article:

Pavlovsky DB, Petrov AI, Protopopov AA. Study of dependence of lubrication layer thickness in a plain thrust bearing of a sealed pump with a magnetic clutch on area of the working wheel equalizing holes. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2023;17(4):339–345. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321719>

Received: 28.03.2023

Accepted: 30.07.2023

Published online: 15.12.2023

ВВЕДЕНИЕ

Герметичные насосы различной конструкции (с магнитной муфтой или герметичным электродвигателем) получили широкое распространение в химической, нефтяной, пищевой и других областях промышленности. Отсутствие утечек и длительная работа без технического обслуживания уплотнений делают данные насосы незаменимыми при перекачивании химически опасных, легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей.

Однако одной из особенностей данных насосов является то, что их ротор вращается в подшипниках скольжения, смазываемых перекачиваемой жидкостью, параметры которой могут быть разными. Для обеспечения долговечности таких подшипников важное значение имеет, с одной стороны, наиболее полная разгрузка ротора от осевых и радиальных сил в широком диапазоне режимов работы насоса, а с другой — точный расчёт толщины смазочного слоя в подшипнике и его несущей способности.

В данной статье приведён расчёт сил на роторе такого насоса и показано влияние этих сил на ресурс центробежного насоса.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Рассмотрим конструкцию насоса (рис. 1) [1–5].

На рис. 1 позициями обозначено: 1 — рабочее колесо; 2 — ротор с внутренней магнитной полумуфтой; 3 — внешняя магнитная полумуфта; 4 — корпус насоса с отводом; 5 — гильза магнитной муфты; 6 — гидropодшипник (упрощённо); 7 — отверстия в корпусе насоса, питающие гидropодшипник и охлаждающие магнитную муфту; 8 — разгрузочные отверстия в рабочем колесе; d_o — диаметр разгрузочного отверстия; Q_o — расход через разгрузочные отверстия; $Q_{п}$ — расход питания

вспомогательных каналов; $Q_{вх}$ — расход входа; $Q_{вых}$ — расход выхода; $Q_{в}$ — расход, протекающий внутри вала. Принцип работы центробежного насоса следующий: рабочая жидкость поступает на вход в рабочее колесо по оси и под действием центробежных сил поступает в отвод в корпусе, а затем — к потребителю. При этом часть рабочей жидкости циркулирует в каналах слева относительно рабочего колеса и обеспечивает охлаждение магнитной муфты и смазывание гидropодшипника. Для уменьшения осевой силы у рабочего колеса есть разгрузочные отверстия.

Рассмотрим силы, действующие на детали насоса (рис. 2): P_D — осевая сила, возникающая от поворота жидкости [6–8] в колесе, Н; P_W — осевая сила, возникающая от вращения рабочего колеса, Н; P_O — осевая сила, возникающая от перепада давления со стороны разгрузочных отверстий, Н; P_M — осевая сила, возникающая от давления жидкости на поверхность внутренней полумуфты, Н; P_X — осевая сила, воспринимаемая упорными подшипниками скольжения, Н.

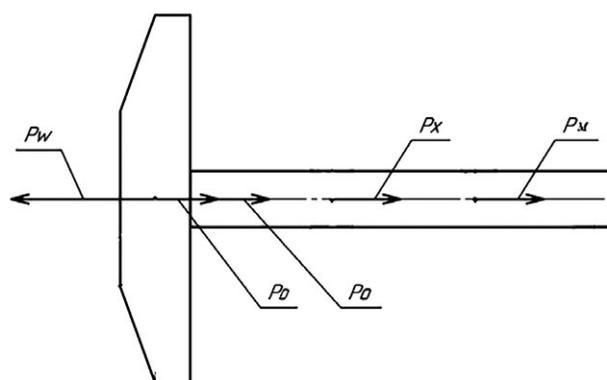


Рис. 2. План сил, действующих на ротор.
Fig. 2. Diagram of forces acting at a rotor.

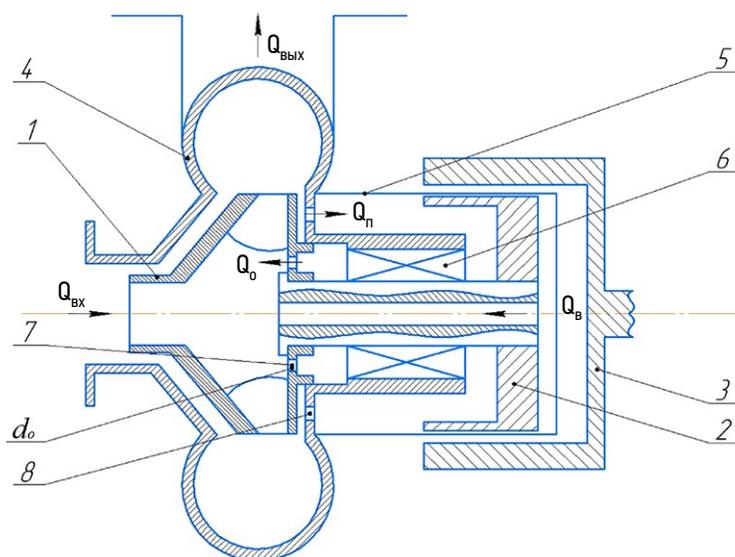


Рис. 1. Упрощённая принципиальная схема герметичного насоса.
Fig. 1. Simplified principal layout of a sealed pump.

Осевая сила P_D , возникающая от поворота жидкости [12–15] в колесе, определяется по формуле:

$$P_D = \rho Q V_1, \quad (1)$$

где Q — подача насоса [9–11], для которой определяется величина силы, м³/с; ρ — плотность жидкости, кг/м³; V_1 — скорость потока жидкости при входе на лопасть, м/с.

Определим разность давлений перед первым щелевым уплотнением:

$$p(r) = p_2 - \rho \cdot \frac{U_2^2}{8} \cdot \left[1 - \left(\frac{2r}{D_2} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где U_2 — переносная скорость на выходе из лопасти, м/с; p_2 — давление [16] на выходе из лопасти, Па.

Тогда осевая сила P_W , возникающая от вращения рабочего колеса, определяется по формуле:

$$P_W = \int_{r_{вн}}^{R_1} p(r) \cdot 2\pi r dr. \quad (3)$$

Формулу (3) с помощью заданных параметров колеса (рис. 3) преобразуем к виду:

$$P_W = \pi (R_{U1}^2 - R_{U2}^2) \cdot \left[\rho g H - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - 0.5(R_{U2}^2 + R_{U1}^2)) \right], \quad (4)$$

где H — напор насоса при подаче Q , м.

Осевая сила P_O , возникающая от перепада давления со стороны разгрузочных отверстий:

$$P_O = \Delta p_o \cdot \pi (R_{U1}^2 - R_V^2), \quad (5)$$

где Δp_o — перепад давления на разгрузочных отверстиях, Па.

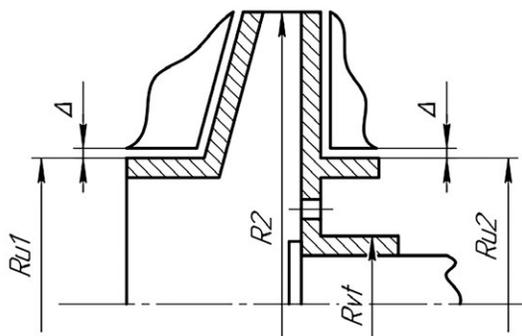


Рис. 3. Принципиальная схема рабочего колеса с двумя щелевыми уплотнениями и разгрузочными отверстиями.

Fig. 3. Principal layout of a working wheel with two groove seals and equalizing holes.

Из уравнения Бернулли расход через щель равен:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (6)$$

где μ — коэффициент расхода; f — площадь щели, мм².

Из формулы (6) выразим перепад давления на разгрузочных отверстиях колеса:

$$\Delta p_o = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_o}{\mu \cdot f_o} \right)^2, \quad (7)$$

где Q_o — расход через разгрузочные отверстия, м³/с; f_o — суммарная площадь разгрузочных отверстий, мм².

Перепад давления на щелевом уплотнении:

$$\Delta p_{U2} = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_{U2}}{\mu \cdot f_{U2}} \right)^2, \quad (8)$$

где Q_{U2} — расход через разгрузочные отверстия, м³/с; f_{U2} — суммарная площадь разгрузочных отверстий, мм².

Примем допущение, что расход жидкости через щелевое уплотнение равен расходу через разгрузочные отверстия (пренебрежём расходом жидкости через подшипники скольжения, так как он существенно мал по сравнению с расходом жидкости через отверстия вследствие малого зазора в подшипниках): $Q_o = Q_{U2}$, тогда

$$\Delta p_{U2} = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_o}{\mu \cdot f_{U2}} \right)^2. \quad (9)$$

Давление жидкости перед щелевым уплотнением:

$$p_{U2} = \Delta p_{U2} + \Delta p_o. \quad (10)$$

Подставим (8) и (9) в (10) и далее, подставив в (7), и получим:

$$\Delta p_o = \frac{p_{U2}}{1 + \left(\frac{f_{U2}}{f_o} \right)}. \quad (11)$$

Из теории подобия центробежных насосов выразим давление p_{U2} :

$$p_{U2} = \rho g H \left(\frac{R_{U2}}{R_2} \right)^2. \quad (12)$$

Тогда:

$$\Delta p_o = \frac{\rho g H \left(\frac{R_{U2}}{R_2} \right)^2}{1 + \left(\frac{f_{U2}}{f_o} \right)}. \quad (13)$$

Подставим (13) в (5) получим (14):

$$P_o = \frac{\pi(R_{U1}^2 - R_V^2)\rho g H \left(\frac{R_{U2}}{R_2}\right)^2}{1 + \left(\frac{f_{U2}}{f_o}\right)}. \quad (14)$$

Осевая сила P_M , возникающая от давления жидкости на поверхность внутренней полумуфты:

$$P_M = p_M \cdot \pi \cdot R_M^2, \quad (15)$$

где p_M — давление в области герметизирующего стакана, Па; R_M — радиус области, на которую действует давление в области герметизирующего стакана, мм.

Для численного расчёта значение p_M было взято из результатов гидродинамического моделирования, проведённого авторами, в пакете STAR-CCM+ (рис. 4):

Условие равновесия ротора (из рис. 2):

$$P_X = P_W - P_D - P_o - P_M. \quad (16)$$

Сила, воспринимаемая упорными подшипниками скольжения:

$$P_x = 0,133 \frac{\mu U B L^2 z}{h_1^2 \left(1 + \left(\frac{L}{B}\right)^2\right)}, \quad (17)$$

где h_1 — минимальная толщина смазочного слоя, рекомендуемая величина которой должна быть больше 20 мкм, м; z — число сегментов; μ — динамическая вязкость, Па*с; U — скорость на среднем диаметре, м/с.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Подставим (17) в (16) и с учётом численных значений для данного насоса можем получить следующую зависимость толщины смазочного слоя в упорном подшипнике скольжения от площади разгрузочных отверстий рабочего колеса (рис. 5).

Как видно, осевая сила весьма чувствительна к площади разгрузочного отверстия рабочего колеса центробежного насоса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, использование разгрузочных отверстий значительно уменьшает нагрузки на рабочем колесе, соответственно, уменьшает нагрузку на упорные подшипники скольжения, что увеличивает ресурс и надёжность работы насоса в целом.

На примере данного герметичного насоса с магнитной муфтой получена математическая модель, которая

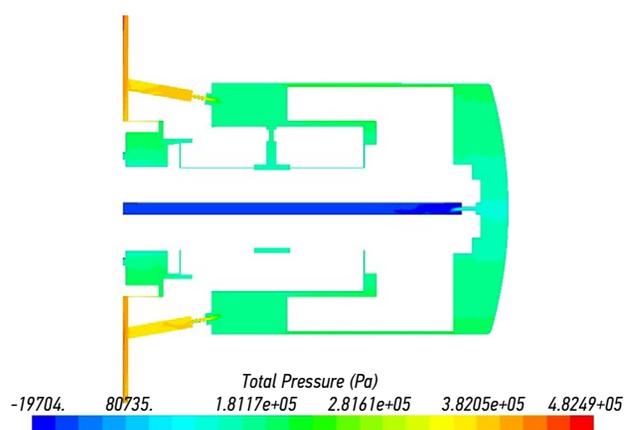


Рис. 4. Поле распределения давления жидкости в области магнитной муфты.

Fig. 4. Liquid pressure distribution field near the magnetic clutch.

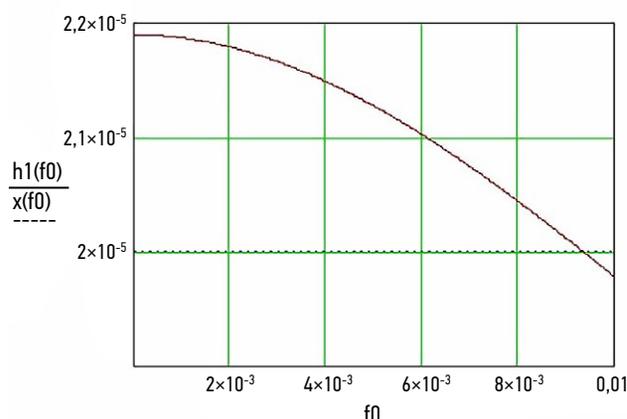


Рис. 5. Зависимость толщины смазочного слоя в упорном подшипнике скольжения от площади разгрузочных отверстий рабочего колеса.

Fig. 5. Dependence of lubrication layer thickness in a thrust bearing on area of the working wheel equalizing holes.

позволяет корректно оценить влияние размеров разгрузочных отверстий на рабочем колесе за вторым щелевым уплотнением на толщину смазочного слоя в упорных подшипниках скольжения ротора, что позволяет не допустить появления задиров на подшипниках скольжения или заклинивания насоса из-за неразгруженной осевой силы.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Д.Б. Павловский — расчёты и графики, описание методов и результатов; А.И. Петров — общее научное руководство, написание выводов, редактирование текста; А.А. Протопопов — написание аннотации и введения, поиск и обзор литературных источников, редактирование текста и формул. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку

статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. D.B. Pavlovsky — calculations and graphs, writing the text of methods and results; A.I. Petrov

— general scientific guidance, writing conclusions, text editing; A.A. Protopopov — writing the abstract and the background, search and review of literary sources, text and formulae editing. The authors confirm the compliance of their authorship with the international ICMJE criteria (all authors have made a significant contribution to the development of the concept, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Cheremushkin V., Polyakov A. Optimization of the output device of a disk pump for high viscous fluid // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012001. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012001
2. Isaev N., Valiev T., Morozova E., et al. Optimization of a radial guide device with a no-vane transfer channel // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012009. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012009
3. Abramov K. Study of multi-stage centrifugal pump guide vanes in a package of hydrodynamic simulating STAR CCM+ // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012013. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012013
4. Boyarshinova A., Lomakin V., Petrov A. Comparison of various simulation methods of a two-phase flow in a multiphase pump // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012014. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012014
5. Saprykina M., Lomakin V. The evaluation of the effect of gas content on the characteristics of a Centrifugal Pump // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012017. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012017
6. Boyarshinova A., Lomakin V., Petrov A. Comparison of various simulation methods of a two-phase flow in a multiphase pump // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012028. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012028
7. Martynyuk A., Petrov A., Kuleshova M. Comparative analysis of the use of the spiral and bladed stators in a compact high-speed centrifugal pump with hydrodynamic modeling methods // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019. Vol. 589. P. 012029. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012029
8. Shin D.-C., Morimoto Y., Sawayama J., et al. Centrifuge-based step emulsification device for simple and fast generation of monodisperse picoliter droplets // *Sensors and Actuators B: Chemical*. 2019. Vol. 301. doi: 10.1016/j.snb.2019.127164
9. Si Q., Bois G., Liao M., et al. A comparative study on centrifugal pump designs and two-phase flow characteristic under inlet gas entrainment conditions // *Energies*. 2020. Vol. 13, N 1. P. 65. doi: 10.3390/en13010065
10. Lai F., Wang Y., Ei-Shahat S., et al. Numerical study of solid particle erosion in a centrifugal pump for liquid-solid flow // *Journal of Fluids Engineering*. 2019. Vol. 141, N 12. doi: 10.1115/1.4043580
11. Jia X.-Q., Cui B.-L., Zhu Z.-C., et al. Experimental investigation of pressure fluctuations on inner wall of a centrifugal pump // *International Journal of Turbo and Jet Engines*. 2019. Vol. 36, N 4. P. 401-410. doi: 10.1515/tjj-2016-0078
12. Guo C., Wang J., Gao M. A numerical study on the distribution and evolution characteristics of an acoustic field in the time domain of a centrifugal pump based on Powell vortex sound theory // *Appl. Sci.* 2019. Vol. 9, N 23. P. 5018. doi: 10.3390/app9235018
13. Wang L., Lu J., Liao W., et al. Numerical simulation of the tip leakage vortex characteristics in a semi-open centrifugal pump // *Appl. Sci.* 2019. Vol. 9, N 23. P. 5244. doi: 10.3390/app9235244
14. Kim H., Posa A., Nerg J., et al. Analysis of electromagnetic excitations in an integrated centrifugal pump and permanent magnet synchronous motor // *IEEE Transactions on Energy Conversion*. 2019. Vol. 34, N 4. P. 1759-1768. doi: 10.1109/TEC.2019.2935785
15. Guo C., Gao M., Wang J., et al. The effect of blade outlet angle on the acoustic field distribution characteristics of a centrifugal pump based on Powell vortex sound theory // *Applied Acoustics*. 2019. Vol. 155. P. 297-308. doi: 10.1016/j.apacoust.2019.05.031
16. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1977.

REFERENCES

1. Cheremushkin V., Polyakov A. Optimization of the output device of a disk pump for high viscous fluid. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012001. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012001
2. Isaev N, Valiev T, Morozova E, et al. Optimization of a radial guide device with a no-vane transfer channel. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012009. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012009
3. Abramov K. Study of multi-stage centrifugal pump guide vanes in a package of hydrodynamic simulating STAR CCM+. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012013. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012013
4. Boyarshinova A, Lomakin V, Petrov A. Comparison of various simulation methods of a two-phase flow in a multiphase pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012014. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012014
5. Saprykina M, Lomakin V. The evaluation of the effect of gas content on the characteristics of a Centrifugal

Pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012017. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012017

6. Boyarshinova A, Lomakin V, Petrov A. Comparison of various simulation methods of a two-phase flow in a multiphase pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012028. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012028

7. Martynyuk A, Petrov A, Kuleshova M. Comparative analysis of the use of the spiral and bladed stators in a compact high-speed centrifugal pump with hydrodynamic modeling methods. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012029. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012029

8. Shin D-C, Morimoto Y, Sawayama J, et al. Centrifuge-based step emulsification device for simple and fast generation of monodisperse picoliter droplets. *Sensors and Actuators B: Chemical.* 2019;301. doi: 10.1016/j.snb.2019.127164

9. Si Q, Bois G, Liao M, et al. A comparative study on centrifugal pump designs and two-phase flow characteristic under inlet gas entrainment conditions. *Energies.* 2020;13(1):65. doi: 10.3390/en13010065

10. Lai F, Wang Y, Ei-Shahat S, et al. Numerical study of solid particle erosion in a centrifugal pump for liquid-solid flow. *Journal of Fluids Engineering.* 2019;141(12). doi: 10.1115/1.4043580

11. Jia X-Q, Cui B-L, Zhu Z-C, et al. Experimental investigation of pressure fluctuations on inner wall of a centrifugal pump. *International Journal of Turbo and Jet Engines.* 2019;36(4):401-410. doi: 10.1515/tjj-2016-0078

12. Guo C, Wang J, Gao M. A numerical study on the distribution and evolution characteristics of an acoustic field in the time domain of a centrifugal pump based on powell vortex sound theory. *Appl. Sci.* 2019;9(23):5018. doi: 10.3390/app9235018

13. Wang L, Lu J, Liao W, et al. Numerical simulation of the tip leakage vortex characteristics in a semi-open centrifugal pump. *Appl. Sci.* 2019;9(23):5244. doi: 10.3390/app9235244

14. Kim H, Posa A, Nerg J, et al. Analysis of electromagnetic excitations in an integrated centrifugal pump and permanent magnet synchronous motor. *IEEE Transactions on Energy Conversion.* 2019;34(4):1759-1768. doi: 10.1109/TEC.2019.2935785

15. Guo C, Gao M, Wang J, et al. The effect of blade outlet angle on the acoustic field distribution characteristics of a centrifugal pump based on powell vortex sound theory. *Applied Acoustics.* 2019;155:297-308. doi: 10.1016/j.apacoust.2019.05.031

16. Cherkassky VM. *Pumps, fans, compressors.* Moscow: Energiya; 1977.

ОБ АВТОРАХ

* Протопопов Александр Андреевич,

канд. физ.-мат. наук,
доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины
и гидропневмоавтоматика»;
адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1;
ORCID: 0000-0002-6069-7730;
eLibrary SPIN: 4175-5118;
e-mail: proforg6@yandex.ru

Павловский Дмитрий Борисович,

руководитель отдела;
ORCID: 0009-0005-1879-4747;
e-mail: pavlovskiy.dmb@mail.ru

Петров Алексей Игоревич,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины
и гидропневмоавтоматика»;
ORCID: 0000-0001-8048-8170;
eLibrary SPIN: 7172-0320;
e-mail: alex_i_petrov@mail.ru

AUTHORS' INFO

* Alexander A. Protopopov,

Cand. Sci. (Phys. and Math.),
Associate Professor of the Hydromechanics, Hydraulic machines
and Hydropneumoautomatics Department;
address: 5 bldg 1 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0002-6069-7730;
eLibrary SPIN: 4175-5118;
e-mail: proforg6@yandex.ru

Dmitry B. Pavlovsky,

Head of Department;
ORCID: 0009-0005-1879-4747;
e-mail: pavlovskiy.dmb@mail.ru

Aleksey I. Petrov,

Cand. Sci. (Tech.),
Associate Professor of the Hydromechanics, Hydromachines
and Hydro-Pneumoautomatics Department;
ORCID: 0000-0001-8048-8170;
eLibrary SPIN: 7172-0320;
e-mail: alex_i_petrov@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author