

УДК 621.65.02

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109242>

Оригинальное исследование



Исследование возможности оптимизации насосного агрегата для двух режимов работы, отличных от оптимального

В.О. Ломакин¹, А.А. Протопопов¹, К.Г. Михеев^{1,2}, А.А. Веселов¹¹ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия² Научно-производственное объединение гидравлических машин – Гидромаш, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Исследование факторов, влияющих на виброакустические характеристики насосов, является одним из главных направлений работ в нынешнем насосостроении. Улучшение этих характеристик позволяет не только продлить срок службы насосов за счет снижения уровней вибрации, но и уменьшить уровень шума.

Цель. В рамках данной работы предпринята попытка произвести оптимизацию проточной части многоступенчатого насоса для получения приемлемых виброшумовых характеристик (ВШХ) в двух режимах работы, отличных от оптимального.

Методы. В результате исследования было установлено, что изменение этих параметров в угоду ВШХ отрицательно сказывается на КПД насоса и наоборот. Из-за этого потребуется искать оптимальный баланс между этими параметрами. Оптимизация проводилась с помощью метода исследования пространства параметров с применением ЛП-тау последовательностей. В качестве параметров оптимизации были выбраны следующие элементы: площадь на входе в отвод, угол направляющих лопастей на входе в отвод, ширина рабочего колеса на выходе, угол лопастей рабочего колеса на входе и выходе, угол охвата лопасти в рабочем колесе. В качестве критерия оптимизации было выбрано уменьшение площади под графиком спектра пульсаций давления. Математическая модель была верифицирована по двум произведенным и испытанным ранее вариантам проточных частей. Первый образец имел завышенные показатели спектра ВШХ в области высоких частот, второй же имел завышенные показатели в области низких частот.

Результаты. Составленная математическая модель качественно показала такие же результаты, что позволяет говорить о допустимости ее применения для оптимизации проточных частей насосов.

Заключение. Данная работа будет интересна специалистам в области проектирования лопастных гидромашин.

Ключевые слова: насосный агрегат; виброшумовые характеристики; проточная часть многоступенчатого насоса; оптимизация режимов работы насоса, отличных от оптимального.

Для цитирования:

Ломакин В.О., Протопопов А.А., Михеев К.Г., Веселов А.А. Исследование возможности оптимизации насосного агрегата для двух режимов работы, отличных от оптимального // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 1. С. 29–37. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109242>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109242>

Original study article

The study of the possibility of the pumping unit optimization for two operation modes, different from the optimal one

Vladimir O. Lomakin¹, Alexander A. Protopopov¹, Konstantin G. Mikheev^{1,2}, Alexey A. Veselov¹¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia² Research and Production Association of Hydraulic Machines (Gidromash), Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: The study of factors affecting the vibroacoustic characteristics of pumps is one of the main areas of development in the current pump industry. Improvement of these characteristics allows to extend the service life of pumps by means of vibration levels reduction as well as to decrease the noise level.

AIMS: In this study, the attempt to optimize the flow part of a multi-stage pump was made in order to obtain acceptable noise, vibration and harshness (NVH) characteristics in two operation modes that are different front the optimal one.

METHODS: As the result of the study, it was found that changing these parameters in favour of NVH has a negative impact on the pump efficiency and vice versa. Thereby the optimal balance between these parameters should be found. The optimization was performed with the method of research of the parameter space with use of LP-tau sequences. The following elements were chosen as the optimization parameters: the area at the entrance to downstream, the angle of guide vanes at the entrance to the downstream, the width of rotor at the outlet, the angle of rotor vanes at the inlet and the outlet, the wrap angle of rotor vane. Decrease of the area of the graph of pressure pulsation spectrum was chosen as the optimization criteria. The mathematical model was verified with two designs of the flow part produced and tested earlier. The first sample has an overstated rate of the NVH spectrum in the area of high frequencies, the second sample has an overstated rate of the NVH spectrum in the area of low frequencies.

RESULTS: The compiled mathematical model proved its good quality, showing the same results, which allows to speak about the admissibility of its use for optimization of the flow parts of pumps.

CONCLUSIONS: This study will be useful for specialists in the field of vane hydraulic machines design.

Keywords: *pumping unit; NVH; flow part of a multi-stage pump; optimization of pump operation modes, different from the optimal one.*

Cite as:

Lomakin VO, Protopopov AA, Mikheev KG, Veselov AA. The study of the possibility of the pumping unit optimization for two operation modes, different from the optimal one. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(1):29–37. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109242>

Received: 20.03.2022

Accepted: 30.03.2022

Published: 15.04.2022

ВВЕДЕНИЕ

Исследование факторов, влияющих на виброакустические характеристики насосов, является одним из главных направлений работ в нынешнем насосостроении. Ведь улучшение этих характеристик позволяет не только продлить срок службы насосов за счет снижения уровня вибрации, но и уменьшает уровень шума.

Иногда насосы могут вибрировать из-за внешних факторов. Например, частота вибраций насоса может совпадать с собственной частотой трубопровода, что приводит к резонансу в системе насос – трубопровод и способствует более быстрому выходу из строя оборудования [1]. Или электродвигатель также может передавать вибрации в насос [2]. В приведенных примерах показано влияние вибраций, появляющихся от влияния внешних источников. Но в большинстве случаев вибрации происходят из-за внутренних причин, таких как:

- нестационарные гидродинамические процессы в проточной части, которые частично описаны в работах [3];
- остаточный дисбаланс деталей ротора;
- трение в некоторых узлах насоса и привода.

Особенно сильно могут ухудшаться виброшумовые характеристики (ВШХ) при работе динамического насоса не в оптимальном режиме, что происходит крайне часто.

На данный момент в насосостроении широко применяются программные пакеты по вычислительной гидродинамике (*CFD*) для численного моделирования течений в проточных частях насосных агрегатов. *CFD* расчет позволяет не только узнать характеристики спроектированной проточной части, как в работе [4], но и исследовать многие другие процессы, которые протекают в насосных агрегатах. К примеру, в работах [5–6] показан процесс исследования кавитации, которая является сильным источником вибраций, применение данной математической модели для прогнозирования допустимого кавитационного запаса спроектированного агрегата и верификации матмодели. Однако до настоящего времени никто не поднимал вопрос об оптимизации насосного агрегата для двух режимов работы (в недогрузке и перегрузке).

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

В данной работе произведена попытка проектирования проточной части насоса, которая должна иметь приемлемые виброшумовые характеристики сразу в двух режимах, отличных от оптимального.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Методы численного моделирования различных сред подробно описаны в работах [7–9]. Здесь вспомним

фундаментальные законы, которые описывают механику жидкости и механику твердого тела:

- закон сохранения массы (через уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}) = 0;$$

- закон сохранения линейного импульса:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + f_b;$$

- закон сохранения углового момента $\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\sigma}^T$;

- закон сохранения энергии:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\rho E \mathbf{V}) = f_b \cdot \mathbf{V} + \nabla(\mathbf{V} \cdot \boldsymbol{\sigma}) - \nabla \cdot \mathbf{q} + S_E.$$

Турбулентная вязкость задается с помощью *k- ω* SST модели турбулентности.

Целью работы является оптимизация насоса ЦН-8 (рис. 1) по ВШХ для работы в двух режимах, отличных

от оптимального ($10 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ и $100 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$). Оптимальным режимом является $70 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$.

Для хорошей оптимизации требуется сначала выявить параметры, которые влияют на ВШХ.

Так как пульсации на лопаточных частотах возникают прежде всего вследствие взаимодействия лопастных систем рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА), именно геометрия этой области влияет на ВШХ в первую очередь.

Основными параметрами, влияние которых будет исследовано, являются:

- координата расположения входной кромки лопастей НА относительно выхода из РК;
- угол на выходе из РК;
- ширина на выходе из РК.

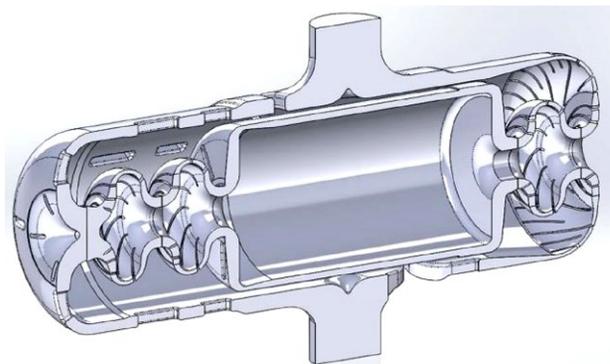


Рис. 1. 3D-модель модуля электронасоса ЦН-8.

Fig. 1. The 3D model of the TsN-8 electric pump module.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Сначала было исследовано влияние расположения входной кромки лопастей НА относительно выхода РК (рис. 2).

В табл. 1. представлены координаты расположения входной кромки лопастей НА относительно выхода из РК (z).

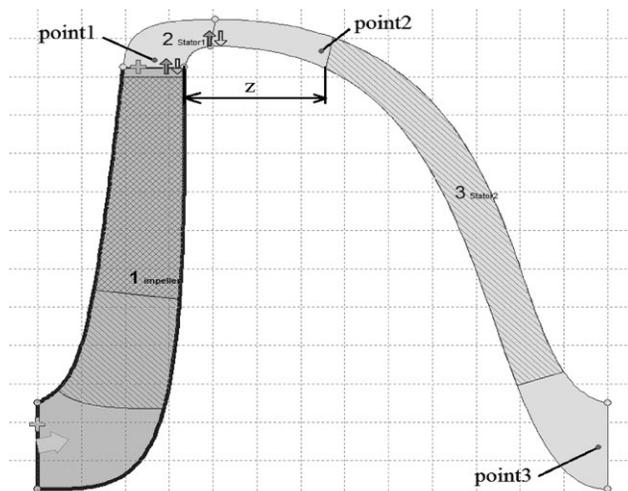


Рис. 2. Координата расположения входной кромки лопастей НА и положение точек замера пульсаций давления.

Fig. 2. The coordinate of location of leading edge of guide vanes and location of measurement points of pressure pulsation.

Таблица 1. Координата расположения входной кромки лопастей НА

Table 1. Coordinate of the location of the leading edge of the guide vanes

№ расчетной модели	z , мм
1	9,3
2	18,4
3	29,5
4	40,2

Таблица 2. Амплитуды пульсаций давлений на лопаточных частотах в 1-ой точке

Table 2. Amplitudes of pressure pulsations at vane frequencies at the 1st point

№ п/п	Величина амплитуды пульсаций давлений, Па	
	20 м ³ /ч	100 м ³ /ч
1	12 817	8353
2	12 766	6791
3	8727,5	5942
4	6466	5426

В табл. 2, 3 и 4, а также на рис. 3 и 4 представлены результаты исследования.

Расчеты показали, что положение входной кромки существенно влияет на амплитуды пульсаций давления. Однако отдаление входа в НА от рабочего колеса понижает КПД насоса, поэтому необходимо искать компромисс между этими критериями.

Также установлено существенное влияние угла на выходе из рабочего колеса и ширины на выходе из рабочего колеса на интенсивность пульсаций давления (табл. 5).

Для оптимизации были выбраны указанные выше параметры, а также некоторые дополнительные параметры рабочего колеса, влияющие на вихреобразование в проточной части в режимах недогрузки (табл. 6).

В качестве метода оптимизации использовался ЛП-тау поиск, хорошо себя зарекомендовавший в работе [11].

В отводе изменялись следующие параметры:

- площадь входа;
- угол на входе.

В рабочем колесе изменяемыми были:

- ширина колеса на выходе;
- угол на входе;
- угол на выходе;
- угол охвата лопасти.

В качестве критерия оптимизации была принята площадь под графиком спектра пульсаций давления (табл. 7).

Таблица 3. Амплитуды пульсаций давлений на лопаточных частотах во 2-ой точке

Table 3. Amplitudes of pressure pulsations at vane frequencies at the 2nd point

№ п/п	Величина амплитуды пульсаций давлений, Па	
	20 м ³ /ч	100 м ³ /ч
1	9605	4353
2	4721,5	1718
3	2327	450
4	2100,5	259

Таблица 4. Амплитуды пульсаций давлений на лопаточных частотах в 3-ей точке

Table 4. Amplitudes of pressure pulsations at vanes frequencies at the 3rd point

№ п/п	Величина амплитуды пульсаций давлений, Па	
	20 м ³ /ч	100 м ³ /ч
1	1322	357
2	1541	385
3	1466	649
4	242	3822

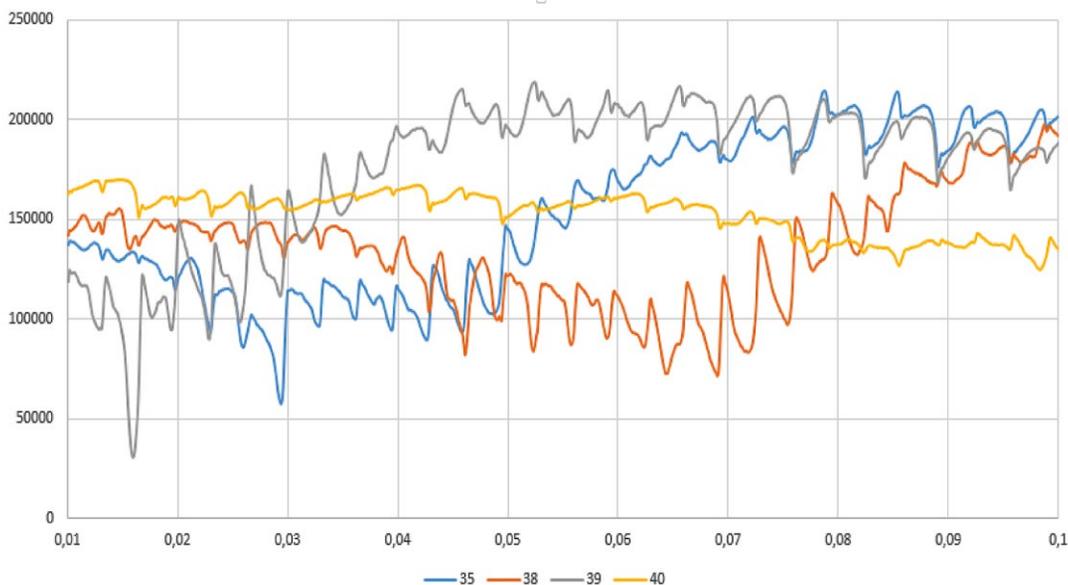


Рис. 3. Пульсации давления в 1-ой точке для соответствующих НА при подаче 20 м³/ч.
Fig. 3. Pressure pulsations at the 1st point for the corresponding guide vanes at a supply of 20 m³/h.

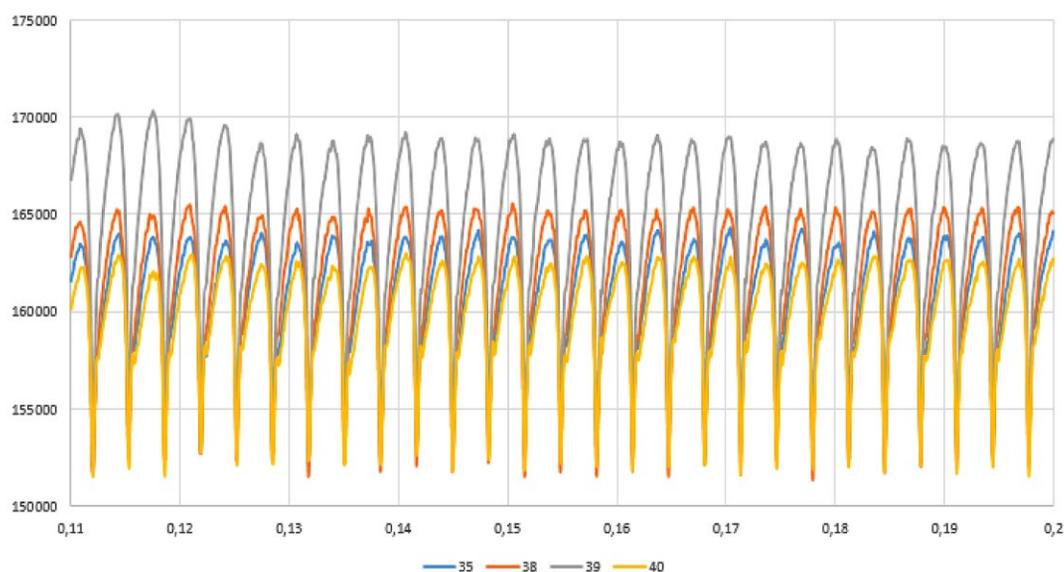


Рис. 4. Пульсации давления в 1-ой точке для соответствующих НА при подаче 100 м³/ч.
Fig. 4. Pressure pulsations at the 1st point for the corresponding guide vanes at a supply of 100 m³/h.

Таблица 5. Изменяемые параметры РК и их влияние на интенсивность пульсаций давления
Table 5. Variable impeller parameters and their influence on the intensity of pressure pulsations

№ п/п	Угол на выходе РК β_2 , град	Ширина на выходе РК b_2 , мм	Величина амплитуды пульсаций давлений, Па	
			20 м³/ч	100 м³/ч
1	15	10	2436,7	982,3
2	15	11	2315,4	715,2
...				
12	20	13	1835,5	528,6
...				
24	30	15	932,2	212,4

Таблица 6. Таблица параметров оптимизации**Table 6.** Table of optimization parameters

№ п/п	Изменяемые параметры РК				Изменяемые параметры НА	
	Ширина колеса на выходе, мм	Угол на входе (средний), град a_ps	Угол на выходе, град	Угол охвата лопасти	Площадь горла, мм ²	Угол на входе, град
1	10,9023	14,7141	41,5234	140,3125	140,8594	31,6094
2	12,9805	8,3203	40,4297	137,9688	98,9063	6,4219
...						
15	15,3867	8,6719	49,8633	100,4688	148,5938	21,4375
16	15,4961	6,1719	32,3633	70,293	114,1406	6,1797
...						
31	13,5273	10,5078	38,9858	89,043	106,6406	5,2109
32	14,6211	12,2266	40,0195	90,2148	125,1563	4,9688

**Рис. 5.** Спектр пульсаций давления до оптимизации.
Fig. 5. Pressure fluctuation spectrum before optimization.**Рис. 6.** Спектр пульсаций давления после оптимизации.
Fig. 6. Pressure pulsation spectrum after optimization.

В результате оптимизации удалось снизить пульсации давления в 2 раза, что значительно улучшило ВШХ. Результаты представлены на рис. 5 и 6.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

На рис. 7, 8 и 9 представлены результаты испытаний с замером вибрации и гидродинамического шума (ГДШ) электронасосного агрегата ЦН-8 с двумя вариантами

проточной части при различных параметрах. Показана вибрация по оси x и ГДШ на всасывании и нагнетании. Спектр частот разбит на 3 области: низкочастотная 5–63 Гц, среднечастотная 63–800 Гц, высокочастотная 800–10 000 Гц. При сравнении конструкций «Гидромаш» и «ОКБМ» можно заметить, что во всех испытаниях первая модель показывает себя лучше на высоких частотах, а вторая модель – на низких частотах. При математическом моделировании проточных частей этих конструкций были получены такие же результаты, что показано на рис. 10.

Таблица 7. Таблица результатов оптимизации

Table 7. Table of optimization results

№ п/п	Площадь под графиком, ед	Значение амплитуды пульсаций на лопаточной частоте 350 Гц, Па
1	15 436,46	2022
2	13 658,32	1531
...		
15	14 294,98	1728
16	12 967,65	1078
...		
31	12 325,92	1038
32	13 222,37	1132

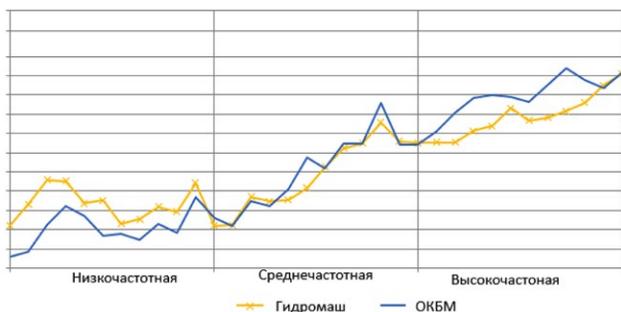


Рис. 7. Вибрация при $P_{вх}=-2$ м, $P_{вых}=50,5$ м, $Q=100,2$ м³/ч, $n_1=2004$ об/мин, $n_2=3000$ об/мин.

Fig. 7. Vibration at $P_{in}=-2$ m, $P_{out}=50.5$ m, $Q=100.2$ m³/h, $n_1=2004$ RPM, $n_2=3000$ RPM.

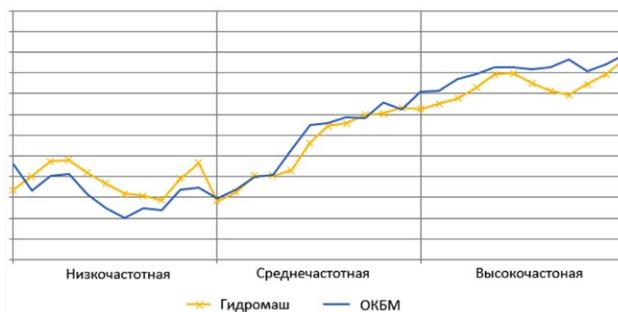


Рис. 8. Вибрация при $P_{вх}=-3$ м, $P_{вых}=209,6$ м, $Q=20,3$ м³/ч, $n_1=2232$ об/мин, $n_2=2760$ об/мин.

Fig. 8. Vibration at $P_{in}=-3$ m, $P_{out}=209.6$ m, $Q=20.3$ m³/h, $n_1=2232$ RPM, $n_2=2760$ RPM.

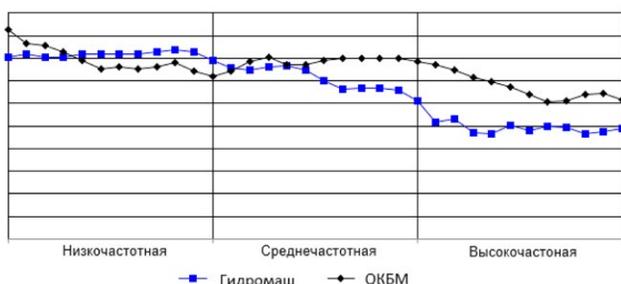


Рис. 9. ГДШ при $Q=20$ м³/ч, $P_{вх}=-3$ м, $P_{вых}=209,7$ м, $n_1=2232$ об/мин; $n_2=2760$ об/мин, всасывание.

Fig. 9. Hydrodynamic noise for $Q=20$ m³/h, $P_{in}=-3$ m, $P_{out}=209.7$ m, $n_1=2232$ RPM, $n_2=2760$ RPM, suction.

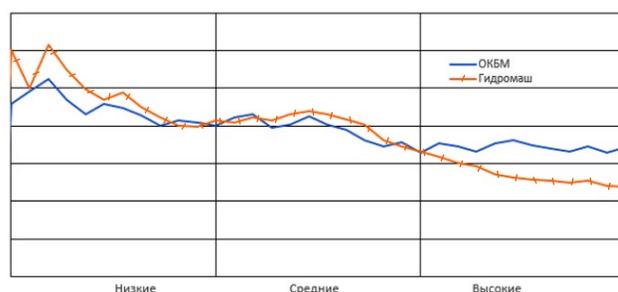


Рис. 10. Вибрации при гидродинамическом моделировании.

Fig. 10. Vibrations as the result of CFD simulation.

ВЫВОДЫ

В результате проведенной работы был разработан и верифицирован способ оценки ВШХ при помощи CFD расчетов. Этот способ может сильно снизить стоимость разработки маломощных насосов и насосов с низкими уровнями вибраций.

Также в итоге был получен метод оптимизации насоса для работы в двух режимах, отличных от номинального. Данный метод позволит в будущем проектировать насосы, которые при отхождении от точки оптимума будут иметь более высокие виброакустические характеристики, что будет препятствовать более быстрому износу подшипниковых узлов и щелевых уплотнений от вибраций.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. А.А. Веселов – поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, редактирование текста рукописи; А.А. Протопопов, К.Г. Михеев – проведение исследования, создание изображений; В.О. Ломакин – экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы подтверждают соответствие

ЛИТЕРАТУРА

1. Tokarev A.P., Yanbarisova A.A., Khatmullina R.S. The Dependence of the Pump Piping Vibration from the Rotor Speed // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 666, N 4. doi: 10.1088/1755-1315/666/4/042065
2. Dutta N., Kaliannan P., Subramaniam U. Effect of Motor Vibration Problems on Power Quality of Water Pumping at Residency // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 937, N 1. doi: 10.1088/1757-899x/937/1/012019
3. Protopopov A., Makhlaeva A., Kaplenkova P. Predicted resource of the most loaded centrifugal pump bearing // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779, N 1. doi: 10.1088/1757-899x/779/1/012017
4. Lobsinger T., Hieronymus T., Schwarze H., Brenner G. A CFD-Based Comparison of Different Positive Displacement Pumps for Application in Future Automatic Transmission Systems // Energies. 2021. Vol. 14, N 9. doi: 10.3390/en14092501
5. Iannetti A., Stickland M.T., Dempster W.M. A CFD and experimental study on cavitation in positive displacement pumps: Benefits and drawbacks of the 'full' cavitation model // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2015. Vol. 10, N 1. P. 57–71. doi: 10.1080/19942060.2015.1110535

REFERENCES

1. Tokarev AP, Yanbarisova AA, Khatmullina RS. The Dependence of the Pump Piping Vibration from the Rotor Speed. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021;666(4). doi: 10.1088/1755-1315/666/4/042065
2. Dutta N, Kaliannan P, Subramaniam U. Effect of Motor Vibration Problems on Power Quality of Water Pumping at Residency. *IOP*

своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

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. Veselov A.A. – search for publications, writing the text of the manuscript, editing the text of the manuscript; Protopopov A.A., Mikheev K.G. – research activity, creating images; Lomakin V.O. – expert opinion, approval of the final version. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work (according to international ICMJE criteria).

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

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

6. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications // Journal of Fluids Engineering. 2011. Vol. 133, N 1. doi: 10.1115/1.4003196
7. Averyanov A., Protopopov A. Mathematical modeling of a centrifugal pump with a spiral tap of simplified geometry with an open and closed wheel // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779, N 1. doi: 10.1088/1757-899x/779/1/012048
8. Isaev N., Budaev G., Danilov D., Dobrokhodov K. Investigation of the influence of wear in impeller seals on the axial force in double suction pumps // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779, N 1. doi: 10.1088/1757-899x/779/1/012051
9. Ломакин В.О. Разработка комплексного метода расчета проточных частей центробежных насосов с оптимизацией параметров: дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2013. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/razrabotka-kompleksnogo-metoda-rascheta-protocnykh-chastei-tsentrobeznykh-nasosov-s-optimi> Дата обращения: 27.07.2022.

Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020;937(1). doi: 10.1088/1757-899x/937/1/012019

3. Protopopov A, Makhlaeva A, Kaplenkova P. Predicted resource of the most loaded centrifugal pump bearing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;779(1). doi: 10.1088/1757-899x/779/1/012017

4. Lobsinger T, Hieronymus T, Schwarze H, Brenner G. A CFD-Based Comparison of Different Positive Displacement Pumps for Application in Future Automatic Transmission Systems. *Energies*. 2021;14(9). doi: 10.3390/en14092501
5. Iannetti A, Stickland MT, Dempster WM. A CFD and experimental study on cavitation in positive displacement pumps: Benefits and drawbacks of the 'full' cavitation model. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2015;10(1):57–71. doi: 10.1080/19942060.2015.1110535
6. Ding H, Visser FC, Jiang Y, Furmanczyk M. Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications. *Journal of Fluids Engineering*. 2011;133(1). doi: 10.1115/1.4003196
7. Averyanov A, Protopopov A. Mathematical modeling of a centrifugal pump with a spiral tap of simplified geometry with an open and closed wheel. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;779(1). doi: 10.1088/1757-899x/779/1/012048
8. Isaev N, Budaev G, Danilov D, Dobrokhodov K. Investigation of the influence of wear in impeller seals on the axial force in double suction pumps. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;779(1). doi: 10.1088/1757-899x/779/1/012051
9. Lomakin VO. *Razrabotka kompleksnogo metoda rascheta protochnykh chastei tsentrobezhnykh nasosov s optimizatsiei parametrov* [dissertation]. Moscow; 2013. Available from: <https://www.dissercat.com/content/razrabotka-kompleksnogo-metoda-rascheta-protochnykh-chastei-tsentrobezhnykh-nasosov-s-optimi> (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*Веселов Алексей Андреевич,

студент кафедры Э10 «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»;
адрес: 2-я Бауманская ул., д.5, Москва, 105005, Россия;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3505-5848>;
e-mail: veselov.aleksei98@gmail.com

Ломакин Владимир Олегович,

д-р техн. наук,
заведующий кафедрой Э10 «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9655-5830>;
eLibrary SPIN: 3467-7126;
e-mail: lomakin@bmstu.ru

Протопопов Александр Андреевич,

канд. физ.-мат. наук,
заместитель заведующего кафедрой Э10 «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6069-7730>;
eLibrary SPIN: 4175-5118;
e-mail: proforg6@yandex.ru

Михеев Константин Геннадьевич,

технический директор;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3142-6755>;
eLibrary SPIN: 4536-2941;
e-mail: zamgdpro@gidromash.com.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

*Alexey A. Veselov,

student of the department of the Department of Hydromechanics, Hydromachines and Hydro-Pneumoautomatics;
address: 5 ul. Baumanskaya 2-ya, Moscow, 105005, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3505-5848>;
e-mail: veselov.aleksei98@gmail.com

Vladimir O. Lomakin,

Dr. Sci. (Engin.),
Chief of the Department of Hydromechanics, Hydromachines and Hydro-Pneumoautomatics;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9655-5830>;
eLibrary SPIN: 3467-7126;
e-mail: lomakin@bmstu.ru

Alexander A. Protopopov,

Cand. Sci. (Phys. and Math.),
Deputy Chief of the Department of Hydromechanics, Hydromachines and Hydro-Pneumoautomatics;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6069-7730>;
eLibrary SPIN: 4175-5118;
e-mail: proforg6@yandex.ru

Konstantin G. Mikheev,

Technical Director;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3142-6755>;
eLibrary SPIN: 4536-2941;
e-mail: zamgdpro@gidromash.com.ru

* Corresponding author