

УДК 621.22-226

doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-107-115

# Исследование возможности моделирования вибраций корпуса насоса из-за воздействия нестационарных гидродинамических сил

В.О. Ломакин<sup>1</sup>, К.Г. Михеев<sup>2</sup>, А.А. Веселов<sup>3</sup>, В.Д. Фоменко<sup>1</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

<sup>2</sup> ОАО «НПО «Гидромаш»

<sup>3</sup> ООО «НТЦ «Гидромашиностроение»

## Investigation of the Possibility to Simulate Oscillations of the Pump Housing Exposed to Effects of the Unsteady Hydrodynamic Forces

V.O. Lomakin<sup>1</sup>, K.G. Mikheev<sup>2</sup>, A.A. Veselov<sup>3</sup>, V.D. Fomenko<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University

<sup>2</sup> Gidromash STA OJSC

<sup>3</sup> Gidromashinostroenie STC LLC

Увеличение срока службы и снижение шумности насосов является важным направлением современного насосостроения. Сделана попытка применения сопряженных расчетов для проверки правильности работы математической модели в качестве первого шага и для выявления главных частот вибраций корпуса насоса в дальнейшем. Для проведения сопряженных расчетов применен интерфейс FSI на границе раздела жидкой и твердой сред. Анализ полученных вибросигналов выполнен с помощью разложения в ряд Фурье для выделения основных паразитных частот в насосе, главной из которых, как ожидалось, будет являться лопаточная частота. Результаты расчетов подтвердили правильность работы математической модели для простейшей модели стакана, поведение которой можно легко объяснить. Математическая модель, испытанная на консольном и многоступенчатом насосах, показала хорошие результаты и позволила установить, что основной частотой вибраций служит лопаточная частота.

**Ключевые слова:** лопаточная частота, вибрации корпуса насоса, лопастной насос, сопряженный расчет, гармонический анализ

Increase in the service life and noise reduction in pumps is an important area in modern pump engineering. An attempt was made to introduce conjugate calculations in verifying correct operation of the mathematical model as the first step and identifying the main oscillation frequencies of the pump housing subsequently. The FSI interface was used in conjugate calculations at the boundary between liquid and solid media. The obtained oscillation signals were analyzed using the Fourier analysis to identify the main parasitic frequencies in the pump. It was expected that the main parasitic frequency would be the blade frequency. As a result of calculations, it became possible to verify correct operation of the mathematical model by applying it to the simplest model of a glass, which behavior could be easily explained. The mathematical model was tested on cantilever and multistage pumps, demonstrated good results and made it possible to establish that blade frequency was the main oscillation frequency.

**Keywords:** blade frequency, pump housing oscillations, blade pump, conjugate calculation, harmonic analysis

Опыт эксплуатации насосного оборудования показывает, что большая часть выходов из строя обусловлена высоким числом накопленных усталостных повреждений и пластических деформаций. Очевидно, что эти факторы негативно сказываются на виброакустической характеристике гидромашин при больших сроках эксплуатации. С течением времени амплитуда вибраций будет увеличиваться и в итоге превысит допустимое значение, что приведет к выходу из строя насосного агрегата.

Так как большая часть насосного оборудования создана в середине или конце XX века, эксплуатация морально и физически устаревшей техники в ближайшем будущем потребует замены. Оптимизация старых и разработка новых отечественных конструкций насосов позволят им соответствовать современным показателям надежности и энергоэффективности [1–10].

Вибрационная перегрузка — одна из основных причин отказов роторных гидромашин. Основными причинами вибрации лопастного насоса являются:

- нестационарные гидродинамические процессы в проточной части насоса, немногие из которых описаны в работе [11];
- превышение остаточного дисбаланса вращающихся деталей агрегата;
- трение в узлах насоса и привода.

В связи с этим представляется важным рассмотреть гидродинамическое моделирование процесса вибрации проточной части насоса с лопаточной частотой [12, 13] вследствие наличия ее гармоник в вибрационном спектре, обусловленных принципом работы оборудования такого типа.

Цель статьи — оценка возможности применения численного моделирования для получения вибрационных характеристик насоса.

**Постановка задачи.** Методы численного моделирования подробно описаны в публикациях [14–20]. В качестве рабочей среды выбрана несжимаемая жидкость (НЖ) постоянной плотности ( $\rho = \text{const}$ ), поведение которой описывают следующие выражения:

- уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности)

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0;$$

- уравнение Навье — Стокса, осредненное по Рейнольдсу,

$$\rho \left( \frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mathbf{T}_{ij}^{(v)} - \rho u_i u_j \right);$$

- уравнение переноса кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \alpha k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right];$$

- уравнение относительной скорости диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = P_\omega - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right],$$

где  $U_i$  и  $U_j$  — составляющие осредненной скорости течения потока НЖ в направлении соответствующих осей;  $x_i$ ,  $x_j$  — направления системы координат;  $p$  — давление НЖ;  $t$  — время;  $\mathbf{T}_{ij}^{(v)}$  — тензор вязких напряжений;  $\rho u_i u_j$  — напряжения Рейнольдса;  $k$  — кинетическая энергия турбулентности;  $P_k$  — сумма членов генерации энергии турбулентности с учетом нелинейности;  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  — коэффициенты замыкания;  $\omega$  — относительная скорость диссипации;  $v$  — кинематическая вязкость;  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\omega$  — полуэмпирические модельные коэффициенты  $k$ - $\omega$  SST модели турбулентности;  $v_T$  — турбулентная вязкость, задаваемая с помощью модели турбулентности  $k$ - $\omega$  SST,  $v_T = k\gamma/\omega$  ( $\gamma$  — коэффициент замыкания);  $P_\omega$  — сумма членов генерации удельной диссипации и перекрестной диффузии.

Тензор вязких напряжений

$$\mathbf{T}_{ij}^{(v)} = \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right),$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость.

Рассмотрение колебаний конструкции насоса в процессе его работы позволяет сделать вывод о малости перемещений его проточной части. Из этого следует граничное условие для потока НЖ, выражающееся в равенстве нулю скоростей части потока НЖ на границе раздела твердой и жидкой сред:

$$u_i = 0.$$

Численное моделирование перемещений твердого тела выполняют методом конечных элементов, как хорошо зарекомендовавшим себя при решении задач прочности.

Физику твердого тела описывают уравнения теории упругости, позволяющие учесть дефор-

мацию материала расчетной модели. Основным из этих уравнений является уравнение равновесия Коши, записанное в векторной форме

$$\rho \cdot \ddot{\mathbf{u}} - \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} - \ddot{\mathbf{b}} = 0,$$

где  $\mathbf{u}$  — вектор перемещения частицы твердого тела;  $\boldsymbol{\sigma}$  — тензор напряжений Коши;  $\mathbf{b}$  — вектор объемной силы.

Для моделирования деформаций в качестве граничных условий твердого тела должны выполняться граничные условия Неймана и Дирихле, определяемые соответствующими выражениями:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{u}'; \\ \boldsymbol{\tau} &= \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} = \boldsymbol{\tau}', \end{aligned}$$

где  $\mathbf{u}'$  — смещение граничной поверхности;  $\boldsymbol{\tau}$  — внешняя сила, действующая на поверхность с нормалью  $\mathbf{n}$ ;  $\boldsymbol{\tau}'$  — напряжение на соответствующей поверхности с нормалью  $\mathbf{n}$ , равное скалярному произведению тензора  $\boldsymbol{\sigma}$  на вектор нормали  $\mathbf{n}$ .

Для вычленения основных частот вибраций твердых тел в одной из расчетных моделей использован метод гармонического анализа, основанный на разложении сложной периодической функции в ряд Фурье, т. е. на ее представлении в виде бесконечного ряда суммы гармоник — синусоид и косинусоид.

Разные величины, которые можно измерить в периодическом явлении, по завершении периода осреднения  $T$  возвращаются обратно к изначальным значениям и являются периодическими функциями от времени  $t$  с периодом  $T$ :

$$\varphi(t + T) = \varphi(t).$$

Если исключить постоянную, то самой простой периодической функцией можно считать синусоиду, определяемую выражением

$$A \sin(\omega t + \alpha),$$

где  $A$  — амплитуда;  $\omega$  — частота,  $\omega = 2\pi/T$ .

Разложение функции в ряд Фурье имеет вид

$$\begin{aligned} f(x) &= A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(nx + \alpha_n) = \\ &= \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos nx + b_n \sin nx, \end{aligned}$$

где  $A_0$ ,  $a_0$ ,  $a_n$ ,  $b_n$ ,  $A_n$  — коэффициенты,

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) dx;$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \cos nx dx;$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \sin nx dx;$$

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}.$$

Для передачи силового воздействия от нестационарных гидродинамических процессов в проточной части твердому телу применяют интерфейс жидкость — структура (FSI) на границе раздела сред. В рассматриваемом случае изменения геометрических характеристик твердого тела вследствие его колебаний не вызывают существенного изменения расчетной сетки, поэтому она не перестраивается в процессе вычислений.

Все расчеты проведены в нестационарной постановке задачи. Для проверки правильности работы математической модели исследованы три расчетные модели.

*Первая модель* спроектирована в форме простейшего объекта, поведение которого можно легко объяснить: металлического стакана, наполняемого пульсирующим потоком НЖ (рис. 1, а).

Давление НЖ, поступающей в полость стакана, изменялось согласно скалярной функции поля

$$p(t) = A \sin(t),$$

где  $A$  — коэффициент пульсации давления;  $t$  — физическое время процесса.

Использование тригонометрической функции  $\sin$  обусловлено удобством визуализации вибрации стакана.

*Вторая модель* имитировала проточную часть простейшего консольного насоса со спиральным отводом и наращенной частью корпуса (рис. 1, б).

*Третья модель* соответствовала сложной проточной части последней ступени многоступенчатого центробежного секционного насоса, где в качестве твердого тела выступала последняя ступень сложной формы с посадочным местом подшипника (рис. 1, в).

Исследуемые модели состояли из двух непрерывных сред, что требовало создания для каждой из них отдельной расчетной сетки. Исходя из этого, сгенерированы расчетные сетки (см. рис. 1, а–в). В ядре потока НЖ ячейки имели многогранную форму, а в твердом теле — тетраэдральную.

Для первой модели граничными условиями являлись стагнация на входе (постоянный напор НЖ на входе) и массовый расход НЖ на выходе, для второй — скорость потока на входе

и полное давление НЖ на выходе (боковая граница корпуса насоса зафиксирована), для третьей — массовый расход НЖ на входе и давление на выходе.

У твердого тела приложены силы в местах затяжки болтов на опорах, стягивающих шпильках и крепления к отводящему трубопроводу. Также зафиксирована одна из кромок, для сохранения равновесия тела. Расчет проведен с временным шагом 0,0001 с.

**Результаты моделирования.** Гидродинамический расчет первой модели показал связь перемещения твердого тела с изменением давления НЖ.

Результаты гидродинамического расчета первой модели приведены на рис. 2, а и б.

Результаты гидродинамического расчета второй модели приведены на рис. 3, а–в. Как видно из графиков, пульсации напора и пере-

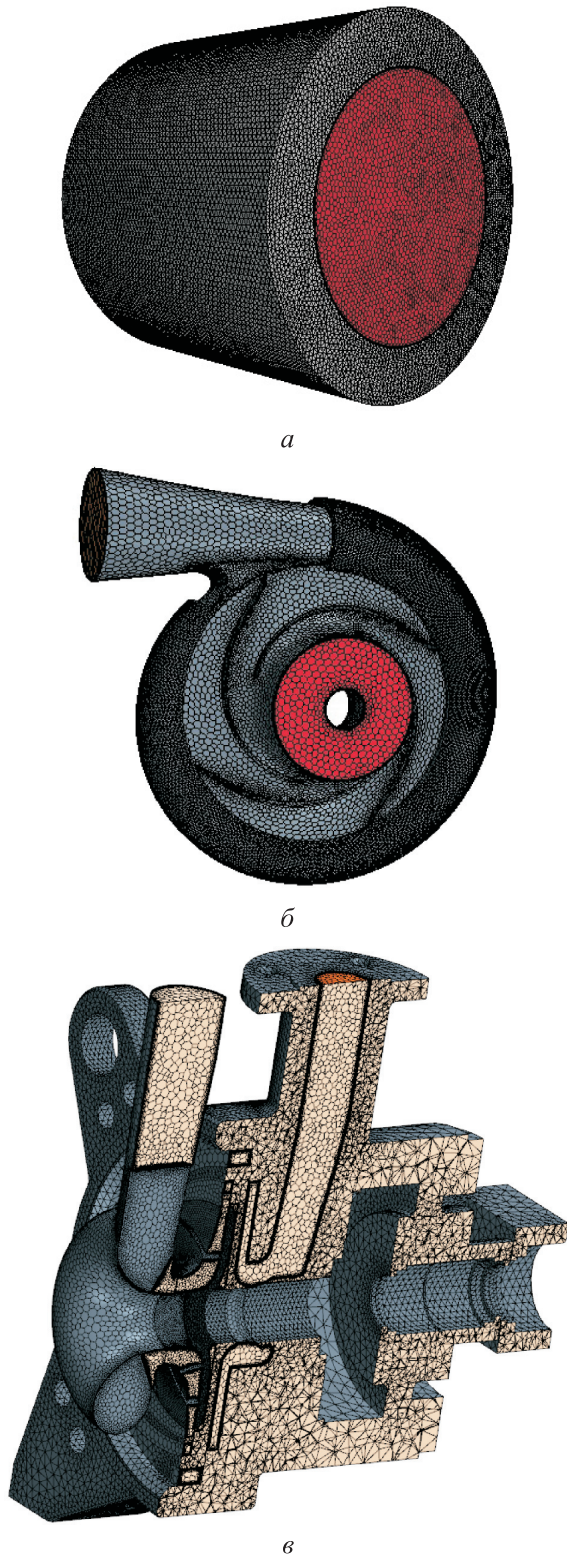


Рис. 1. Расчетные сетки первой (а), второй (б) и третьей (в) моделей

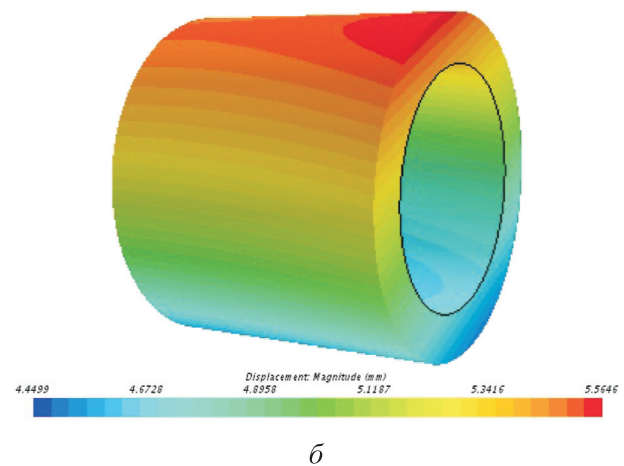
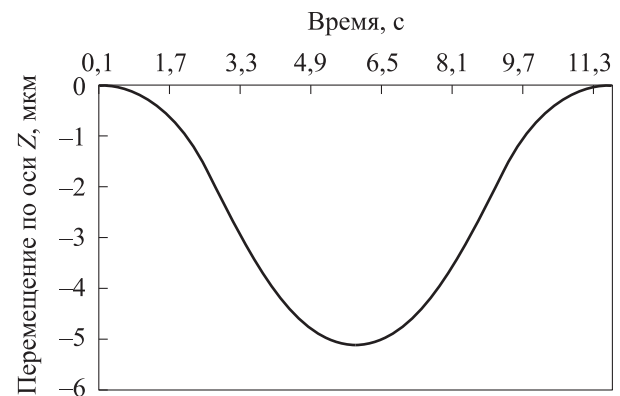
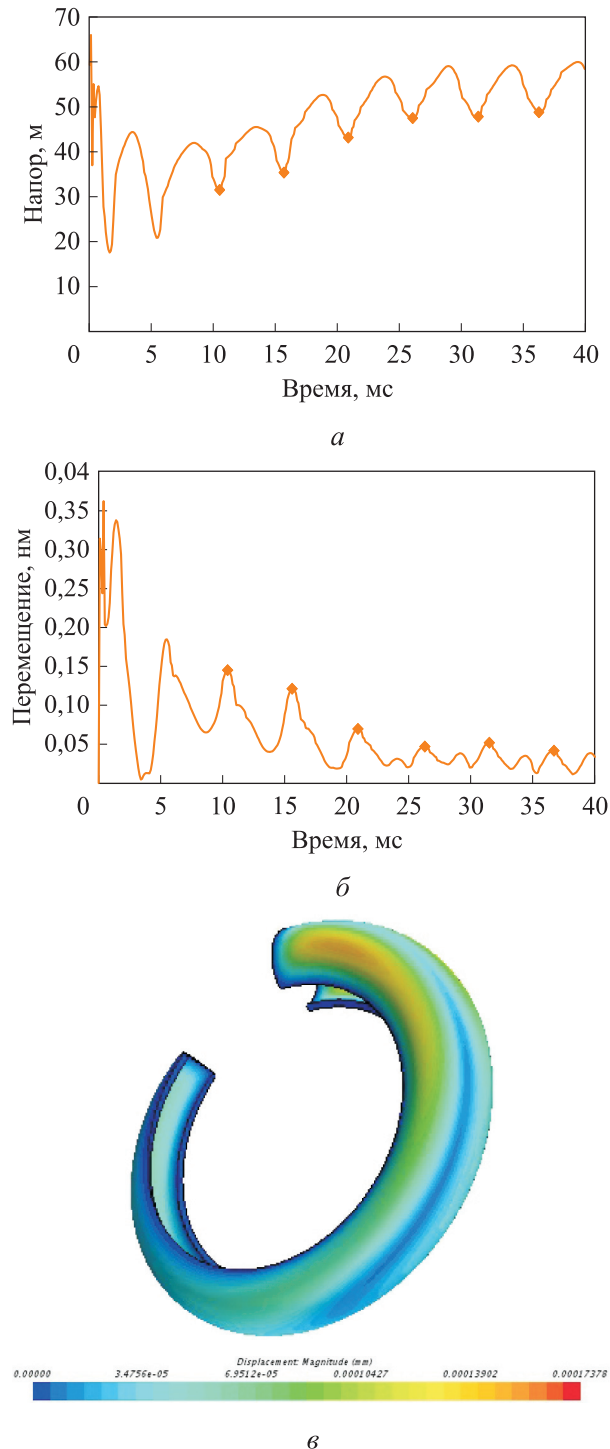


Рис. 2. Результаты гидродинамического расчета первой модели:  
а — зависимость перемещения задней стенки стакана по оси Z (а) от времени; б — эпюра перемещения точек стакана, мм, в произвольный момент времени

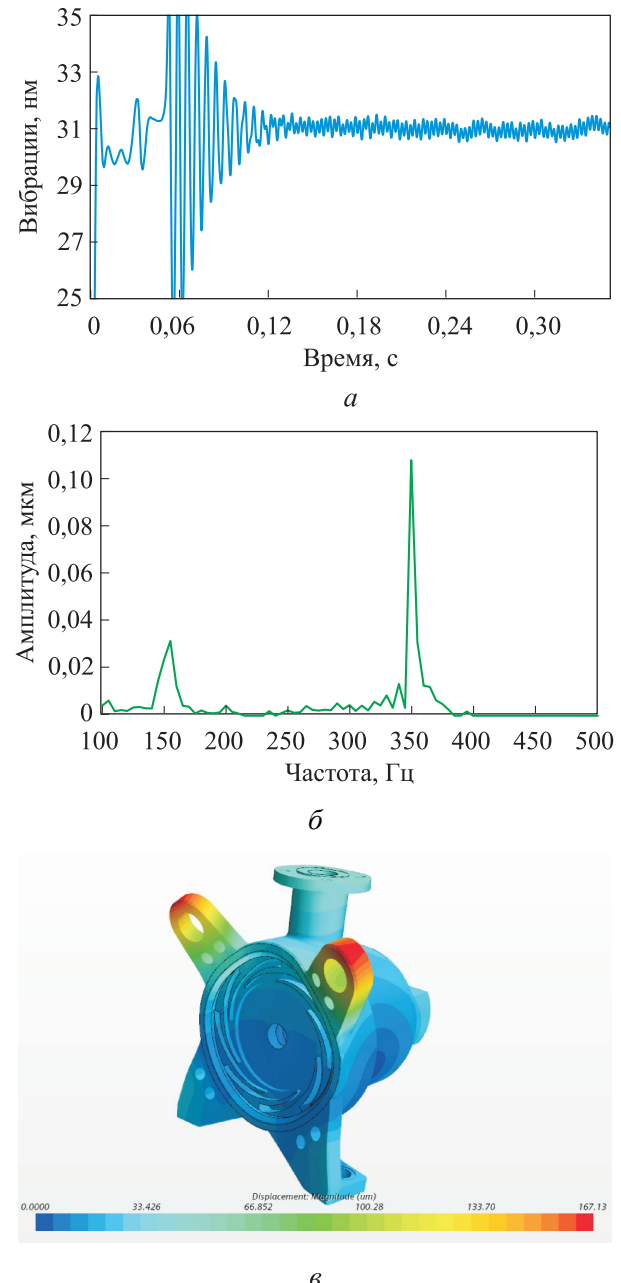
мещения точки отвода происходят с одинаковой частотой. На основании полученных данных проведен расчет третьей модели с целью получения вибраций корпуса насоса.



**Рис. 3.** Результаты гидродинамического расчета второй модели:  
*a* — зависимость напора насоса от времени;  
*б* — зависимость перемещения точки на твердой части спирального отвода от времени; *в* — эпюра перемещения точек твердой части спирального отвода, мм, в произвольный момент времени

Точки на рис. 4, *a, б* показывают соответствие между наибольшим значением виброперемещений и наименьшим значением в колебаниях напора.

Результаты расчета третьей модели приведены на рис. 4, *a–в*. Путем разложения функции вибраций корпуса насоса в ряд Фурье проведен гармонический анализ, из которого полу-



**Рис. 4.** Результаты гидродинамического расчета третьей модели:  
*a* — зависимость вибраций корпуса насоса от времени *t*;  
*б* — спектральная диаграмма амплитуд виброперемещений; *в* — эпюра перемещения точек твердой части отвода, мкм, в произвольный момент времени

чены резонансные частоты вибраций корпуса насоса.

Как видно из рис. 4, б, на спектральной диаграмме амплитуд виброперемещений явно выделяется пик на частоте 350 Гц, которая для третьей модели является лопаточной частотой рабочего колеса, имеющего семь лопаток и вращающегося с частотой  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ .

## Выводы

1. Решение сопряженной задачи расчета вибраций корпуса насоса является наиболее точным расчетным способом, который в полной мере верифицирует существующие математические модели, позволяющие проводить оп-

тимизацию проточных частей по виброакустическим свойствам.

2. Показано, что предложенная математическая модель и постановка задачи в целом позволяют получать вибрации на корпусе насоса, частоты которых совпадают с лопаточными частотами рабочего колеса.

3. Продемонстрировано наличие гармоник вибрации лопаточной частоты 350 Гц, наличие которой обусловлено вращением рабочего колеса с частотой  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  и семью лопатками.

4. Разработан метод расчета амплитуды вибраций корпуса путем численного моделирования.

## Литература

- [1] Protopopov A., Jakovich C. Compromise resource-efficiency curve for a centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012034, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012034>
- [2] Protopopov A., Mukhlaeva A., Tkachuk B. Resource efficiency compromise for centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 589, art. 012005, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/589/1/012005>
- [3] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [4] Valiev T., Petrov A. Simulation of non-stationary loads on the rotor of a pumping unit with an assembly pipeline. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012038, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012038>
- [5] Zaytseva A., Protopopov A. Methodology for the comprehensive optimization of a centrifugal pump with a magnetic coupling. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012011, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012011>
- [6] Protopopov A., Makhlaeva A., Panya A. Determination of the coefficient of economic efficiency of frequency regulator. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012018, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012018>
- [7] Valyukhov S., Galdin D., Korotov V. et al. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012023, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012023>
- [8] Shablovskiy A., Makhlaeva A., Shikova O. Obtaining of the optimal speed of the centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012019, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012019>
- [9] Protopopov A., Makhlaeva A., Kaplenkova P. Predicted resource of the most loaded centrifugal pump bearing. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012017, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012017>
- [10] Kochetov A., Petrov A., Kuleshova M. Complex optimization of vaned stators of high-speed centrifugal pumps for thermal stabilization systems. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012054, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012054>
- [11] Protopopov A., Makhlaeva A., Kaplenkova P. Predicted resource of the most loaded centrifugal pump bearing. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012017, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012017>
- [12] Lomakin V., Valiev T., Chaburko P. Application of optimization algorithms to improve the vibroacoustic characteristics of pumps. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012044, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012044>



- [13] Kolodin I. Optimization of parameters of the pressure regulator with variable characteristic. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012046, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012046>
- [14] Averyanov A., Protopopov A. Mathematical modeling of a centrifugal pump with a spiral tap of simplified geometry with an open and closed wheel. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012048, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012048>
- [15] Britsin S., Ryabinin M., Sarach E. Calculation of the hydro-pneumatic suspension damper. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012033, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012033>
- [16] Saprykina M., Lomakin V. The calculation of multiphase flows in flowing parts of centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012037, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012037>
- [17] Kasatkin M., Petrov A. Hydrodynamic modeling of cavitation in a multistage centrifugal pump during its operation in the constant feed mode with a change in the rotor speed of the pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012047, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012047>
- [18] Petrov A., Lysenko A., Isaev N. et al Optimal design of inlet device of multistage centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012040, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012040>
- [19] Isaev N., Budaev G., Danilov D. et al. Investigation of the influence of wear in impeller seals on the axial force in double suction pumps. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012051, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012051>
- [20] Isaev N. The effect of design parameters of the closed type regenerative pump the energy characteristics. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012026>

## References

- [1] Protopopov A., Jakovich C. Compromise resource-efficiency curve for a centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012034, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012034>
- [2] Protopopov A., Mukhlaeva A., Tkachuk B. Resource efficiency compromise for centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 589, art. 012005, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/589/1/012005>
- [3] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [4] Valiev T., Petrov A. Simulation of non-stationary loads on the rotor of a pumping unit with an assembly pipeline. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012038, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012038>
- [5] Zaytseva A., Protopopov A. Methodology for the comprehensive optimization of a centrifugal pump with a magnetic coupling. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012011, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012011>
- [6] Protopopov A., Makhlaeva A., Panya A. Determination of the coefficient of economic efficiency of frequency regulator. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012018, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012018>
- [7] Valyukhov S., Galdin D., Korotov V. et al. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012023, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012023>
- [8] Shablovskiy A., Makhlaeva A., Shikova O. Obtaining of the optimal speed of the centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012019, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012019>
- [9] Protopopov A., Makhlaeva A., Kaplenkova P. Predicted resource of the most loaded centrifugal pump bearing. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012017, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012017>

- [10] Kochetov A., Petrov A., Kuleshova M. Complex optimization of vaned stators of high-speed centrifugal pumps for thermal stabilization systems. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012054, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012054>
- [11] Protopopov A., Makhlaeva A., Kaplenkova P. Predicted resource of the most loaded centrifugal pump bearing. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012017, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012017>
- [12] Lomakin V., Valiev T., Chaburko P. Application of optimization algorithms to improve the vibroacoustic characteristics of pumps. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012044, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012044>
- [13] Kolodin I. Optimization of parameters of the pressure regulator with variable characteristic. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012046, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012046>
- [14] Averyanov A., Protopopov A. Mathematical modeling of a centrifugal pump with a spiral tap of simplified geometry with an open and closed wheel. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012048, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012048>
- [15] Britsin S., Ryabinin M., Sarach E. Calculation of the hydro-pneumatic suspension damper. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012033, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012033>
- [16] Saprykina M., Lomakin V. The calculation of multiphase flows in flowing parts of centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012037, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012037>
- [17] Kasatkin M., Petrov A. Hydrodynamic modeling of cavitation in a multistage centrifugal pump during its operation in the constant feed mode with a change in the rotor speed of the pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012047, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012047>
- [18] Petrov A., Lysenko A., Isaev N. et al Optimal design of inlet device of multistage centrifugal pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012040, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012040>
- [19] Isaev N., Budaev G., Danilov D. et al. Investigation of the influence of wear in impeller seals on the axial force in double suction pumps. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012051, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012051>
- [20] Isaev N. The effect of design parameters of the closed type regenerative pump the energy characteristics. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012026>

Статья поступила в редакцию 12.10.2022

## Информация об авторах

**ЛОМАКИН Владимир Олегович** — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

**МИХЕЕВ Константин Геннадьевич** — технический директор. ОАО «НПО «Гидромаш» (129626, Москва, Российская Федерация, 2-я Мытищинская ул., д. 2, e-mail: zamgdpro@gidromash.com.ru).

**ВЕСЕЛОВ Алексей Андреевич** — инженер. ООО «НТЦ «Гидромашиностроение» (101000, Москва, Российская Федерация, Милютинский пер., д. 10, стр. 1, оф. 23, e-mail: veselov.aleksei98@gmail.com).

## Information about the authors

**LOMAKIN Vladimir Olegovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

**MIKHEEV Konstantin Gennadievich** — Technical Director. Hidromash STA OJSC (129626, Moscow, Russian Federation, Vtoraya Mytishchinskaya Str., Bldg. 2, e-mail: zamgdpro@gidromash.com.ru).

**VESELOV Aleksey Andreevich** — Engineer. Hidromashinostroenie STC LLC (101000, Moscow, Russian Federation, Milyutinsky per., 10, Bldg. 1, Office 23, e-mail: veselov.aleksei98@gmail.com).



**ФОМЕНКО Владислав Дмитриевич** — инженер подразделения ЭМ-07. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: vladislav.fomenko.2014@gmail.com).

**FOMENKO Vladislav Dmitrievich** — Engineer, Division EM-07. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladislav.fomenko.2014@gmail.com).

**Просьба сослаться на эту статью следующим образом:**

Ломакин В.О., Михеев К.Г., Веселов А.А., Фоменко В.Д. Исследование возможности моделирования вибраций корпуса насоса из-за воздействия нестационарных гидродинамических сил. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 12, с. 107–115, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-107-115

**Please cite this article in English as:**

Lomakin V.O., Mikheev K.G., Veselov A.A., Fomenko V.D. Investigation of the Possibility to Simulate Oscillations of the Pump Housing Exposed to Effects of the Unsteady Hydrodynamic Forces. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 12, pp. 107–115, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-107-115



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям сборник материалов  
II Всероссийского конкурса студентов, аспирантов  
и молодых ученых с международным участием  
«Возобновляемая энергия планеты 2022»**

В сборник вошли тезисы II Всероссийского конкурса студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием «Возобновляемая энергия планеты – 2022», организованного Московским государственным техническим университетом имени Н. Э. Баумана и Ассоциацией развития возобновляемой энергетики (АРВЭ) с целью развития молодежной науки и поиска новых талантливых ученых. Материалы, представленные в сборнике, посвящены поиску новых эффективных решений и разработок в области возобновляемой и водородной энергетики, экологии и защиты окружающей среды, которые открывают человечеству новые горизонты в формировании низкоуглеродной энергетики, и решению задач в рамках мировой климатической повестки.

Для научных работников и специалистов в области возобновляемых источников энергии и защиты окружающей среды, а также для широкого круга читателей, интересующихся современными достижениями науки.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>