

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК

© 2023

**Д. В. Савчук** инженер-конструктор;  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[savchuk\\_dv@okbm.nnov.ru](mailto:savchuk_dv@okbm.nnov.ru)

**Д. Е. Бесчеров** инженер-конструктор;  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[bescherov@okbm.nnov.ru](mailto:bescherov@okbm.nnov.ru)

**Д. А. Куликов** инженер-конструктор;  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[kulikov\\_da@okbm.nnov.ru](mailto:kulikov_da@okbm.nnov.ru)

**В. А. Панов** доктор технических наук, помощник начальника департамента научно-технического обоснования проектов по направлению прочность и целостность конструкций;  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[varanov@okbm.nnov.ru](mailto:varanov@okbm.nnov.ru)

**В. Л. Патрушев** кандидат технических наук, главный специалист;  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[patrushev@okbm.nnov.ru](mailto:patrushev@okbm.nnov.ru)

**М. С. Порфирьев** инженер-конструктор;  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[porphirev\\_ms@okbm.nnov.ru](mailto:porphirev_ms@okbm.nnov.ru)

**С. А. Соловьев** кандидат технических наук, начальник бюро  
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;  
[solovev\\_sa@okbm.nnov.ru](mailto:solovev_sa@okbm.nnov.ru)

К современным центробежным насосам реакторных установок предъявляются требования по низкому уровню вибрации и шума. Для решения этой проблемы необходимо провести комплекс расчётных исследований вибрационных характеристик центробежных насосов с целью выбора оптимального варианта конструкции. Обеспечение представительности и адекватности расчётных исследований проводится с использованием верифицированных методов математического моделирования. В статье приведены результаты сравнительного анализа различных вариантов проточной части центробежного насоса с заданными гидравлическими характеристиками. Проведены гидродинамические расчёты потока и определены нагрузки, действующие на рабочие колеса, которые используются при расчёте динамики вращения ротора насоса. Рассматривается наличие остаточного дисбаланса ротора. По результатам проведённых расчётов исследуются вибрационные характеристики насоса и сравниваются с насосом-прототипом, обладающим низким уровнем вибрации.

*Вибрация; динамика ротора; математическое моделирование; центробежный насос; реакторная установка*

---

**Цитирование:** Савчук Д.В., Бесчеров Д.Е., Куликов Д.А., Панов В.А., Патрушев В.Л., Порфирьев М.С., Соловьев С.А. Обеспечение вибрационных характеристик центробежных насосов реакторных установок // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 1. С. 112-120. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-112-120

### Введение

К современным центробежным насосам реакторных установок предъявляются требования по низкому уровню вибрации и шума. Наиболее важным следствием воздействия вибрации на насос является накопление повреждений при циклическом изме-

нении нагрузки. Этот процесс приводит к образованию и распространению трещин, которые в конечном итоге разрушают конструкцию.

Виброактивность центробежного насоса определяется тремя факторами: конструкцией, технологией изготовления и условиями эксплуатации. Все факторы взаимосвязаны между собой.

К причинам повышенной вибрации насосов, обусловленных конструкцией, относятся [1]:

- несоответствие энергетических, вибрационных и массогабаритных параметров;
- возмущающие силы гидродинамического, механического и электромагнитного происхождения;
- резонанс собственных частот колебаний элементов насоса и частот возмущающих сил.

Различные формы кавитации, неоднородность потока и вихреобразование создают гидродинамические силы, возбуждающие вибрацию центробежных насосов [2]. Интенсивность вибрации зависит от величины радиальных зазоров, числа лопастей, а также типа направляющего аппарата и формы проточной части [3].

Механическая вибрация центробежных насосов обусловлена его конструкцией. Источниками вибрации являются неуравновешенные силы инерции деталей вращающегося ротора и возмущения в подшипниках. Причинами могут служить несимметрия расположения элементов колёс, отверстий и шпонок, радиальные и торцевые биения, погрешности, связанные с посадками сочленяемых деталей и погрешности балансировки.

Задача исследования вибрационных характеристик центробежных насосов актуальна для современных реакторных установок и требует комплекса связанных расчётов гидродинамики и вибрации. Методы расчётного компьютерного моделирования на основе современных программных средств и супер-ЭВМ позволяют проводить такие исследования, которые в дальнейшем подтверждаются испытаниями на стендах.

### Постановка задачи

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается центробежный насос, обеспечивающий выбранные гидравлические характеристики: расход  $Q = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; напор  $H = 30 \text{ м}$ . Обеспечение требующихся вибрационных характеристик центробежного насоса проводится в результате расчётного исследования методами компьютерного моделирования. Расчётное исследование включает в себя решение следующих задач:

- определение основных источников вибрации насоса;
- разработка концепции расчётного моделирования роторной системы и корпуса насоса;
- адаптация программного и аппаратного обеспечения;
- определение влияния варианта проточной части и возникающих гидродинамических сил на вибрационные характеристики насоса;
- определение вибрации, передаваемой на корпус насоса в результате вращения ротора;
- анализ результатов исследования.

### Источники вибрации центробежного насоса

Источники вибрации центробежных насосов можно условно разделить на три типа: гидродинамические, механические и электромагнитные.

К гидродинамическим источникам вибрации относятся:

- силовое взаимодействие лопастей с переменным полем давлений;
- кавитационные процессы;
- сильная турбулизация потока;
- срывные процессы в проточной части;
- гидродинамические силы в зазорах «ротор-статор» и лабиринтных уплотнениях.

Причины возникновения гидродинамических источников вибрации сложно идентифицируются и анализируются. Они напрямую зависят от компоновки насоса.

Механическими источниками вибрации могут быть:

- неуравновешенные силы инерции ротора (балансировка);
- погрешности обработки элементов подшипников;
- погрешность центровки ротора при сборке;
- собственные частоты насоса в целом и его отдельных элементов.

Вибрация от электромагнитных источников также даёт свой вклад в общую вибрацию насоса. Источниками вибрации в этом случае служат:

- силы, обусловленные наличием пазов в роторе и статоре;
- недостаточное усилие прессовки листов железа статора;
- несинусоидальность тока на входе в насос.

Причины возникновения вибраций механической и электромагнитной природы известны, они не зависят от компоновки насоса и пути борьбы с ними известны.

### **Методы расчётного анализа вибрации**

Анализ влияния варианта проточной части на вибрационные характеристики насоса проводится по методике, прошедшей верификацию в АО «ОКБМ Африкантов» на насосе-прототипе. Методика позволяет получать с использованием метода конечных элементов расчётные результаты, хорошо совпадающие с экспериментальными.

В качестве источников вибрации насоса рассматриваются гидродинамические силы [4] и остаточный дисбаланс ротора. Гидродинамические силы определяются расчётом по конечно-элементной модели с применением CFD кода. Остаточный дисбаланс ротора выбирается согласно требованиям ГОСТ [5].

Определение вибрации, передаваемой ротором на корпус насоса, проводится расчётом динамики вращения ротора по модели, состоящей из твёрдых тел и упругих элементов.

### **Расчётное моделирование**

Разработанная технология расчёта вибрации насоса основана на компьютерном моделировании и предполагает создание трёхмерных геометрических моделей корпуса и ротора насоса.

При расчётном исследовании рассматриваются варианты проточной части насоса с выбранными гидравлическими характеристиками. Для каждого варианта используются конечно-элементные модели корпуса насоса (рис. 1), по которым проводятся гидродинамические и вибрационные расчёты.

Расчёт динамики вращения ротора проводится с использованием модели, состоящей из твёрдых тел, соединённых между собой упругими балками (рис. 2). При этом совокупность твёрдых тел повторяет геометрические и массоинерционные свойства ротора, а упругие балки придают модели необходимую жёсткость на изгиб и кручение. Детали, которые устанавливаются на вал ротора, моделируются в виде сосредоточенных масс.

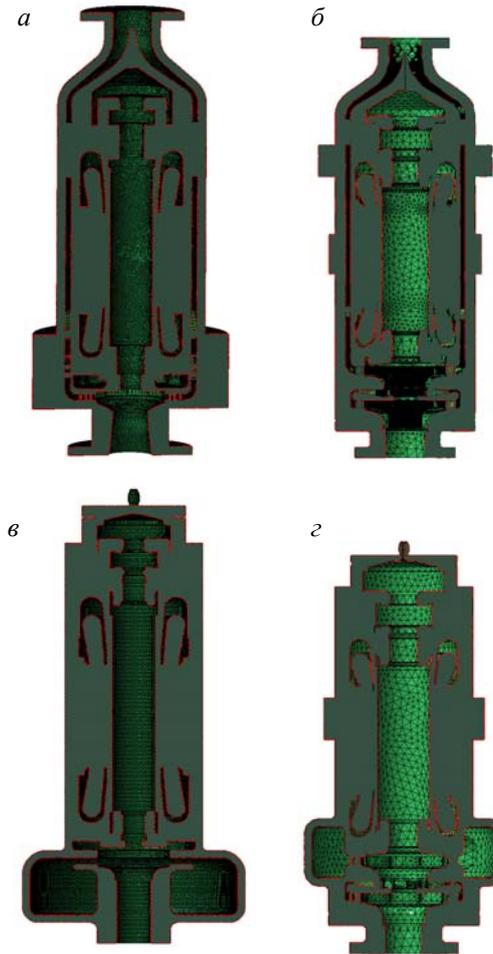


Рис. 1. Рассмотренные варианты конструкции насоса:  
 а – полнопроточная с одной ступенью; б – полнопроточная с двумя ступенями;  
 в – с кольцевой гидрокамерой и одной ступенью; г – с кольцевой гидрокамерой и двумя ступенями

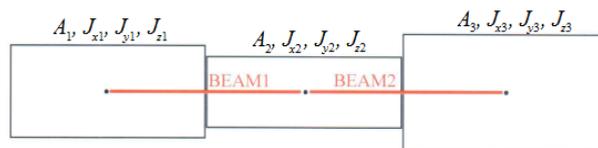


Рис. 2. Твердотельное моделирование ротора:  
 $A_i$  – площадь поперечного сечения;  $J_{xi}, J_{yi}, J_{zi}$  – моменты инерции относительно осей X, Y, Z

При задании характеристик упругих балок, формирующих упругие свойства модели ротора, проводится идентификация с разработанной конечно-элементной моделью ротора по условию совпадения частот и форм собственных колебаний свободного ротора.

Применяемые для насоса радиальные подшипники имеют высокую жёсткость по сравнению с изгибной жёсткостью вала ротора. В процессе вращения ротора они воспринимают вибрацию ротора, передаваемую на корпус насоса. При расчёте динамики вращения ротора подшипники учитываются как жёсткие опоры в местах взаимодействия с валом ротора.

### Гидродинамические расчёты проточной части

Анализ влияния типа проточной части насоса проводится на основании проведённых гидродинамических расчётов. Рассматривается два типа проточной части:

- полнопроточная;
- с кольцевой гидрокамерой.

Вместе с этим рассматривается влияние количества ступеней (одна и две) на входе, что определяет скорость вращения ротора:

- 3000 об/мин для одноступенчатого ротора;
- 1500 об/мин для двухступенчатого ротора.

Визуальная оценка результатов гидродинамических расчётов проводилась по распределениям энергии пульсаций скорости осреднённой по времени (рис. 3, 4).

Распределение  
энергии пульсации  
скорости

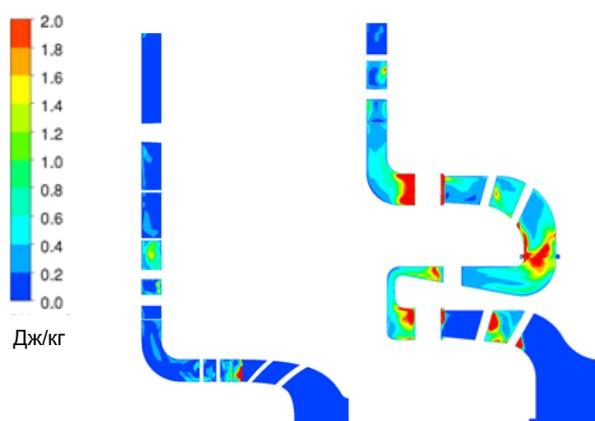


Рис. 3. Распределение энергии пульсации скорости (Дж/кг) для вариантов полнопроточной конструкции насоса

Распределение  
энергии пульсации  
скорости

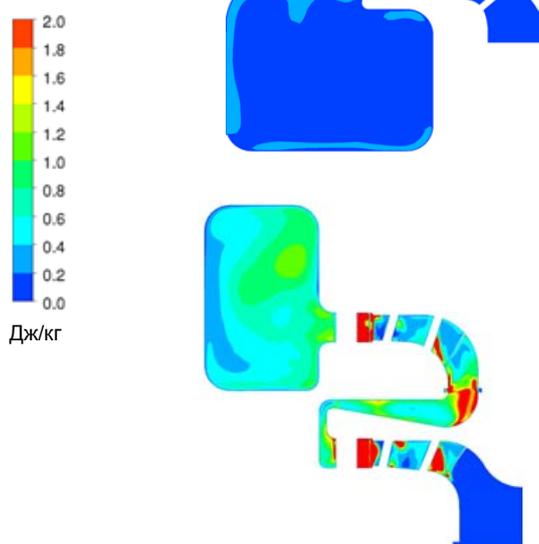


Рис. 4. Распределение энергии пульсации скорости (Дж/кг) для вариантов конструкции насоса с кольцевой гидрокамерой

Анализируя представленные распределения, можно видеть, что наибольшая амплитуда пульсаций находится в рабочем колесе и первом направляющем аппарате. Это соответствует тому, что в этих зонах максимальные скорости потока.

### Вибрационное нагружение насоса

При определении вибрационных характеристик насоса используются результаты проведённых гидродинамических расчётов:

- распределение полей давлений на поверхности проточной части;
- нагрузки, действующие на рабочие колёса ротора.

Вибрация, создаваемая ротором насоса, вычислялась с учётом допускаемого остаточного дисбаланса  $e = 15 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}$  [5] и гидродинамических сил.

Проведённый расчёт динамики вращения ротора вариантов конструкции насоса (см. рис. 1) на рабочей частоте с учётом полученных действующих на него сил позволил определить нагрузки, передаваемые ротором на корпус насоса (рис. 5, 6).

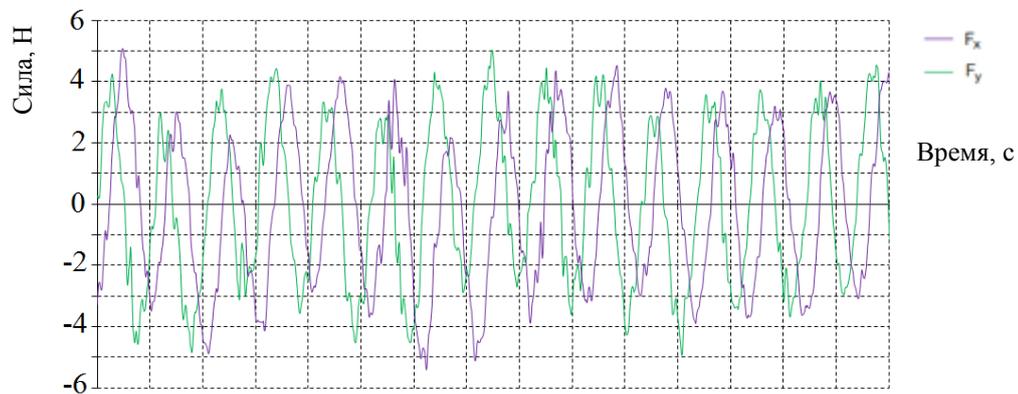


Рис. 5. Силы, действующие на подшипник одноступенчатого ротора

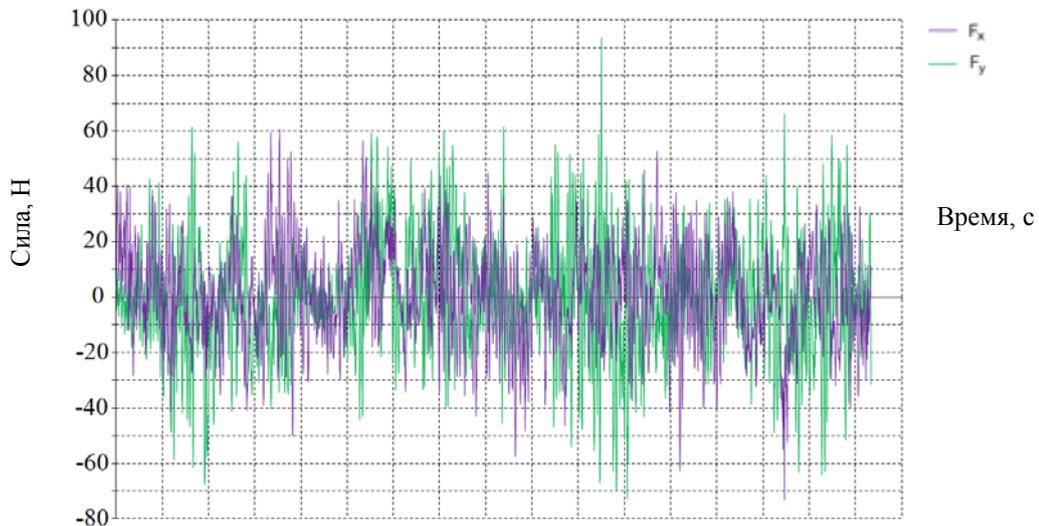


Рис. 6. Силы, действующие на подшипник двухступенчатого ротора

С учётом гидродинамических нагрузок, действующих на проточную часть, и нагрузок, передаваемых через радиальные подшипники на корпус насоса, по конечно-элементным моделям были определены спектры виброускорений в трёх направлениях (рис. 7) для каждого варианта конструкции насоса (см. рис. 1).

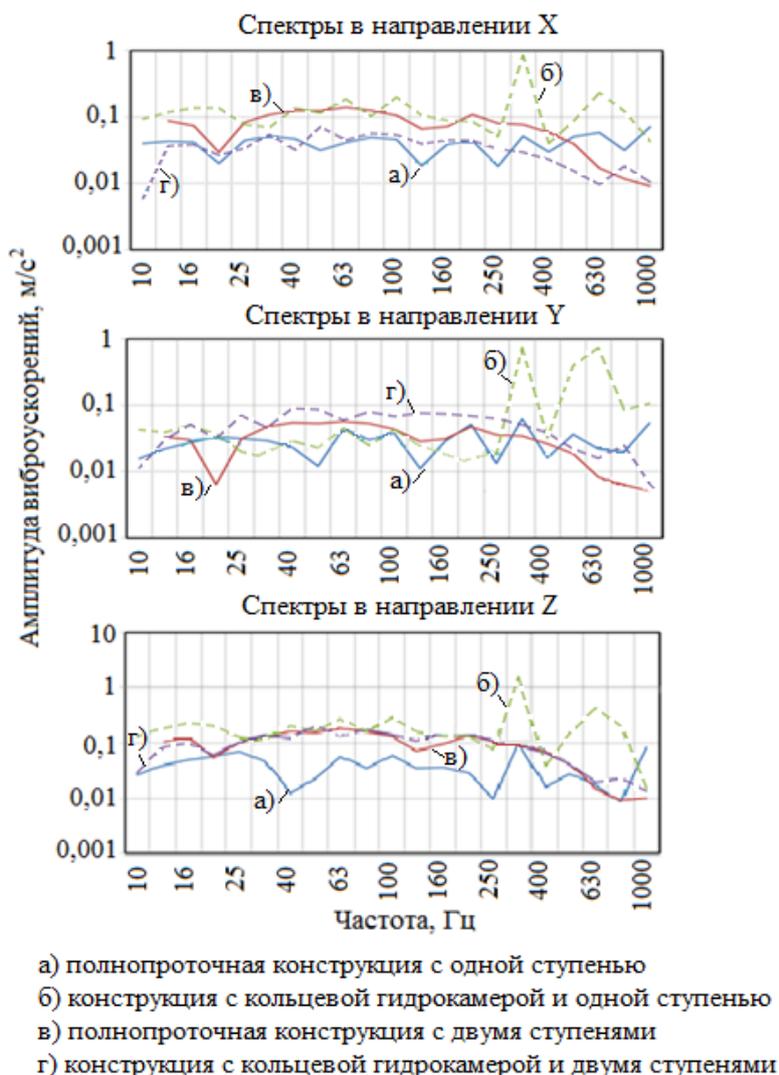


Рис. 7. Спектры виброускорений рассмотренных вариантов конструкции насоса

Наименьшие уровни вибрации получены для полнопроточной одноступенчатой конструкции насоса (рис. 1, а). Наибольшие уровни вибрации получены для конструкции насоса с кольцевой гидрокамерой (рис. 1, б).

Полученные результаты по вибрационным характеристикам для полнопроточной одноступенчатой конструкции насоса сравнивались с характеристиками насоса прототипа. Сравнение показало, что разрабатываемый насос обладает лучшими вибрационными характеристиками, чем его прототип.

### Заключение

Проведено расчётное исследование вибрационных характеристик центробежного насоса реакторной установки с использованием современных программных средств и супер-ЭВМ. Связанным решением задач гидродинамики, вибрации и прочности проанализировано влияние варианта проточной части на уровень вибрации насоса. Рассмотрены варианты полнопроточной конструкции насоса и конструкции с кольцевой гидрокамерой, для которых проведены расчёты гидродинамики и динамического воздействия по трёхмерным численным моделям. По результатам расчётного исследования определено, что полнопроточная одноступенчатая

конструкция насоса обладает лучшими вибрационными характеристиками, чем прототип, и может быть рекомендована для реакторной установки. Для обеспечения вибрационных характеристик центробежных насосов реакторных установок необходимо также провести анализ влияния электромагнитных сил, так как они могут стать основным источником вибрации. Для этого нужны методические подходы по расчётному определению виброускорений от действующих электромагнитных сил. Расчётное исследование с использованием методов компьютерного моделирования существенно повышает эффективность проектирования и позволяет проводить проработку различных конструкций центробежного насоса на этапе проектирования без дорогостоящих экспериментов.

### Библиографический список

1. Григорьев Н.В., Беляковский Н.Г., Дондошанский В.К., Дуан Н.И., Попков В.И., Тузов Л.В. Вибрация энергетических машин: справочное пособие. Ленинград: Машиностроение, 1974. 464 с.
2. Покровский Б.В. Шум и вибрации центробежных насосов // В сб.: «Труды ВНИИГидромаша». Вып. 41. М.: Энергия, 1970. С. 17-47.
3. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы: учеб. для вузов. М.: Стройиздат, 1990. 336 с.
4. De-You Li, Lei Han, Hong-Jie Wang, Ru-Zhi Gong, Xian-Zhu Wei, Da-Qing Qin. Pressure fluctuation prediction in pump mode using large eddy simulation and unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes in a pump-turbine // *Advanced in Mechanical Engineering*. 2016. V. 8, Iss. 6. DOI: 10.1177/1687814016652562
5. ГОСТ ИСО 1940-1-2007. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса. М.: Стандартинформ, 2008. 21 с.

### ENSURING VIBRATION CHARACTERISTICS OF REACTOR PLANT CENTRIFUGAL PUMPING EQUIPMENT

© 2023

- |                        |  |
|------------------------|--|
| <b>D. V. Savchuk</b>   | Design Engineer;<br>JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,<br>Nizhny Novgorod, Russian Federation;<br><a href="mailto:savchuk_dv@okbm.nnov.ru">savchuk_dv@okbm.nnov.ru</a>   |
| <b>D. E. Bescherov</b> | Design Engineer;<br>JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,<br>Nizhny Novgorod, Russian Federation;<br><a href="mailto:bescherov@okbm.nnov.ru">bescherov@okbm.nnov.ru</a>   |
| <b>D. A. Kulikov</b>   | Design Engineer;<br>JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,<br>Nizhny Novgorod, Russian Federation;<br><a href="mailto:kulikov_da@okbm.nnov.ru">kulikov_da@okbm.nnov.ru</a>   |
| <b>V. A. Panov</b>     | Doctor of Science (Engineering), Assistant Head of Department,<br>JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,<br>Nizhny Novgorod, Russian Federation;<br><a href="mailto:vapanov@okbm.nnov.ru">vapanov@okbm.nnov.ru</a> |
| <b>V. L. Patrushev</b> | Candidate of Science (Engineering), Main Specialist;<br>JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,<br>Nizhny Novgorod, Russian Federation;<br><a href="mailto:patrushev_vl@okbm.nnov.ru">patrushev_vl@okbm.nnov.ru</a> |

**M. S. Porfiriev** Design Engineer;  
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,  
Nizhny Novgorod, Russian Federation;  
[porfiriev\\_ms@okbm.nnov.ru](mailto:porfiriev_ms@okbm.nnov.ru)

**S. A. Soloviev** Candidate of Science (Engineering), Head of Bureau,  
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,  
Nizhny Novgorod, Russian Federation;  
[solovev\\_sa@okbm.nnov.ru](mailto:solovev_sa@okbm.nnov.ru)

Requirements of low vibration and low noise level are imposed on reactor plant centrifugal pumping equipment. Computational research of vibration characteristics of centrifugal pumping is required in order to choose the optimal design alternate. Representativeness and adequacy of computational research are ensured by using verified methods of mathematical modeling. The paper presents the results of comparative analysis of various options of centrifugal pump wet end with the hydraulics master data. Hydrodynamic flow analysis was made and pump impeller loads were determined to calculate the pump rotor rotational dynamics. The computational analysis considers the rotor residual unbalance. According to the calculations carried out the pump vibration characteristics were analyzed and compared to those of the prototype pump with low vibration characteristics.

*Vibration; rotor dynamics; mathematical modeling centrifugal pump; reactor plant*

---

*Citation:* Savchuk D.V., Bescherov D.E., Kulikov D.A., Panov V.A., Patrushev V.L., Porfiriev M.S., Soloviev S.A. Ensuring vibration characteristics of reactor plant centrifugal pumping equipment. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 1. P. 112-120. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-112-120

## References

1. Grigor'ev N.V., Belyakovskiy N.G., Dondoshanskiy V.K., Duan N.I., Popkov V.I., Tuzov L.V. *Vibratsiya energeticheskikh mashin: spravochnoe posobie* [Vibration of Power Machines. Reference Book]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1974. 464 p.
2. Pokrovskiy B.V. Shum i vibratsii tsentrobezhnykh nasosov. *V sb.: «Trudy VNIIGidromasha»*. Iss. 41. Moscow: Energiya Publ., P. 17-47. (In Russ.)
3. Polyakov V.V., Skvortsov L.S. *Nasosy i ventilyatory: ucheb. dlya vuzov* [Pumps and Fans: Manual for Higher Educational Institutions]. Moscow: Stroyizdat Publ., 1990. 336 p.
4. De-You Li, Lei Han, Hong-Jie Wang, Ru-Zhi Gong, Xian-Zhu Wei, Da-Qing Qin. Pressure fluctuation prediction in pump mode using large eddy simulation and unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes in a pump-turbine. *Advanced in Mechanical Engineering*. 2016. V. 8, Iss. 6. DOI: 10.1177/1687814016652562
5. GOST ISO 1940-1-2007. Vibration. Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Part 1. Specification and verification of balance tolerances. Moscow: Standartinform Publ., 2008. 21 p. (In Russ.)