

## ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИБРАЦИИ В АГРЕГАТЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОМ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА И СПОСОБЫ ЕЕ СНИЖЕНИЯ

**З. А. Юдина<sup>✉</sup>, М. И. Синиченко, А. П. Ладыгин,  
Ф. К. Синьковский, Д. Б. Усманов**

*АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва»,  
г. Железногорск, Красноярский край, Российская Федерация*

*Разработка высокоресурсных электронасосных агрегатов, ориентированных для эксплуатации в составе ракетно-космической, авиационной и транспортной техники, является важной задачей. Данные агрегаты являются активными устройствами преобразования энергии, обеспечивают функциональность системы терморегулирования. Его отказ приводит к непоправимым последствиям: неисправностям сопрягаемого оборудования, отказам системы в целом, авариям со значительным экономическим ущербом. Вибрация для электронасосного агрегата является наиболее неблагоприятным фактором, сказывающимся на его надежности. Данное обстоятельство обуславливает актуальность, целесообразность и важность поставленных задач исследования виброактивности электронасосного агрегата – причин появления вибраций и способами борьбы с ними. Рассмотрены основные источники вибраций в электронасосном агрегате космического аппарата, а именно: механические, гидродинамические и электротехнические. Рассмотрены рекомендации зарубежных и отечественных авторов по мерам борьбы с каждым источником. Было проведено исследование технического уровня существующих разработок, результатов, основных технических решений и тенденций развития технических решений для решения проблемы по снижению виброактивности электронасосных агрегатов. На основании данного обзора были сформулированы основные направления дальнейших исследований виброактивности, которые способны привести к ее снижению в существующих конструкциях электронасосных агрегатов.*

*Ключевые слова: электронасосный агрегат, космический аппарат, виброактивность.*

### Введение

Безотказная работа электронасосного агрегата (ЭНА) космического аппарата (КА) в течение всего срока активного существования является одним из ключевых показателей его надежной работы. Выход из эксплуатации ЭНА на орбите является точкой единичного отказа КА. Ввиду особенностей своей работы, ЭНА являются элементами, подшипниковые узлы которых испытывают нагрузку на всем протяжении срока службы. Многочисленными исследованиями было установлено, что повышенная вибрация для ЭНА является наиболее неблагоприятным фактором, сказывающимся на его надежности. В данной статье будут рассматриваться основные источники

вибраций в малорасходном центробежном насосе, тенденции исследований по их уменьшению. Также будут проанализированы отечественные и зарубежные экспериментальные и теоретические работы в части поиска решения по уменьшению нагрузок в ЭНА, возникающих от вибраций [1]. Работа проводилась в инициативном порядке, с целью совершенствования существующего оборудования и вне рамок государственных контрактов.

Особенности малорасходных насосов вызывают трудности при их проектировании, отработке и эксплуатации. Исследование процессов в них осложняется проблемами измерения малых расходов рабочей жидкости, малых крутящих моментов, малых осевых и радиальных усилий, величин давления, скорости в каналах малых размеров, которые не позволяют вводить датчики в поток [2].

<sup>✉</sup> u-z-a@yandex.ru

Статистические данные показывают, что большое число поломок и аварий в машиностроении происходит по причине повышенной вибрации [3]. Согласно исследованиям насосных станций магистральных нефтепроводов, на долю отказов центробежных насосов по причине повышенной вибрации приходится 38–45 % от всех отказов [4]. Помимо этого при проектировании высокоресурсного ЭНА предъявляются требования к ограничению вибрационной нагрузки в диапазоне от 5 до 1000 Гц в целях обеспечения точности работы прецизионного оборудования КА. Исходя из этого, величина вибрации в насосе должна оставаться в определенных рамках во время всего срока активного существования (САС) [5]. Задачу улучшения вибрационных характеристик ЭНА необходимо рассматривать комплексно. Следовательно, необходимо исследовать динамику системы, включающей: двигатель, вибровозбудитель, рабочий орган и внешнюю среду их связи, промежуточные элементы [5]. Виброактивность машин определяется тремя факторами: конструкцией, технологией изготовления и условиями эксплуатации [3]. Источники вибраций в насосе разделяются на механические, гидродинамические и электротехнические [4]. Также, некоторые авторы отдельно выделяют технологический источник вибраций. В данной работе особое внимание будет уделено гидродинамическому и механическому источникам вибраций. Электротехнический источник вибраций будет рассмотрен с точки зрения объекта вибромониторинга, но доработка данной части насоса рассмотрена не будет.

## 1. Гидродинамический источник вибрации

Наименее изучена и прогнозируема вибрация гидродинамического происхождения [4; 6]. Существует мнение, что данный источник вибрации является главным для вибромониторинга состояния насоса [7]. Уровни вибрации насосов, вызываемые гидродинамическими источниками, пропорциональны квадрату окружной скорости вращения ротора [3]. Причиной возникновения является взаимодействие рабочей жидкости с механической частью, воспринимающее данное воздействие и передающее его на подшипниковые узлы, корпус и фундаменты агрегатов. Следствием такого воздействия является разрушение подшипников, гидроабразивный износ, а в особо тяжелых случаях, разрушение рабочих колес и отводов. Такая вибрация является результатом несимметричного неравномерного потока рабочей жидкости, которая, взаимодействуя с входными кромками лопатки рабочего колеса, кромками лопастей направляющего аппарата, а также спи-

рального сборника, порождает различные вихри. Результатом вихреобразования являются пульсации давления. Колебательные процессы также возникают от циркуляционного движения жидкости и вихреобразования [6]. В свою очередь, вихри происходят в условиях недогруженности насоса [7]. Согласно [4; 8; 9], работа насоса на повышенном или пониженном режиме ведет к различным гидравлическим эффектам. При пониженной подаче возникают эффекты кавитации и пульсации давления. При повышенной подаче возникает турбулентность. В исследовании [10] приводятся результаты эксперимента, согласно которому при работе насоса в повышенном режиме ( $1,22Q$ , где  $Q$  – подача насоса) были обнаружены повышения среднеквадратического значения (СКЗ) виброскорости (рис. 1). Согласно результатам работы [4], повышенная вибрация у насосов девяти нефтеперекачивающих станций регистрировалась только при работе насосов с пониженной подачей и на лопаточной частоте. Вследствие отклонения режимов работы насосов от оптимальных подач, как в сторону снижения, так и сторону повышения, возникают нестационарные процессы. При этом нестационарные процессы на входе колес сопровождаются пульсациями давления с лопастной частотой, кратной количеству лопастей рабочего колеса насоса, а на выходе колес – с лопаточной частотой, кратной произведению лопастной частоты и количеству лопаток отвода [4].

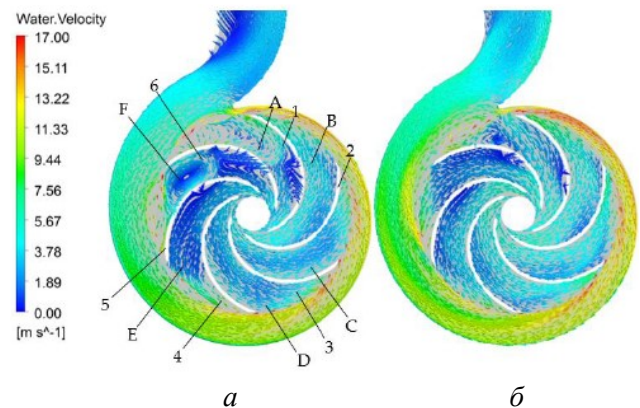


Рис. 1. Распределение скоростей в насосе в зависимости от условий работы (результаты моделирования): а –  $0,2Q$ ; б –  $0,4Q$ . Режимы частичной нагрузки насоса приводят к обратным потокам рабочей жидкости (зоны А, Е, F), вызывая пульсации давления; зоны В, С, D – зоны с однородным распределением скоростей; 1–6 – лопатки рабочего колеса

Нестационарные гидродинамические процессы сопровождаются вихреобразованием в потоке рабочей среды, неоднородностью потока, кавитацией [3; 11]. Такие явления и являются основным возбудителем колебаний в ЭНА [4; 12]. Нестационарные процессы в насосе сопровожда-

ются потерями энергии, и они коррелируют с величиной возникающей вибрации [11]. Еще одним следствием нестационарных процессов в ЭНА являются пульсации давления. Они появляются вследствие того, что количество лопастей рабочего колеса конечно, что порождает турбулентный поток, трение и образование завихрений на пограничных слоях рабочей жидкости [12].

В исследовании [14] с помощью моделирования методом конечных объемов было установлено, что амплитуда пульсаций давления максимальна между вращающейся и не вращающейся частью насоса. При номинальном расходе на направляющих лопастях скорость рассеивания потока относительно однородная и пульсации давления наименьшие.

Кавитация считается наиболее распространенной проблемой, связанной с движением потока рабочей жидкости в насосе. Наиболее распространены отклики широкополосной вибрации по причине кавитации и турбулентности, поэтому очень важным становится уменьшение вибрации данного происхождения для разработки надежного насосного оборудования [7]. Хорошо известно, что даже в условиях отсутствия кавитации в центробежном насосе существуют неустойчивости потока при изменении расхода. В частности, неустойчивость внутреннего потока усиливается, когда насосы работают в этих условиях, которые сильно отклоняются от проектной скорости потока. Неустойчивый поток в насосе не только приводит к неустойчивым динамическим характеристикам, которые включают пульсации давления и силу гидравлического возбуждения, но также вызывает вибрацию конструкций и шум. Колебания на лопаточной частоте и ее гармониках являются результатом гидравлических возмущений, которые следуют за задней кромкой вращающихся лопастей, а также вызваны гидродинамическим взаимодействием лопастей со спиральной камерой насоса. Они считаются важными источниками вибрации и гидравлического шума. Между тем, вибрация, имеющая специфические характеристики, которые, по-видимому, можно наблюдать в частотной области, также может быть вызвана взаимодействием ротора и статора в центробежных насосах. Виброактивность может усиливаться когда частота вибрации, вызванная нестационарным потоком, близка к частоте гармоник, создаваемых внешним возбуждением. В исследовании [10] с помощью проведенных виброизмерений при различных расходах центробежного насоса было установлено, что неустойчивость потока возрастала при изменении расхода, особенно в режиме частичной нагрузки. Также при различных расходах наблюдалась турбулентность различной интенсивности, относительная однородность и симметричность потока была определена при увеличении расхо-

да от  $0,8Q$  до  $1,2Q$ . Подобные выводы приведены в работе [9]. Было установлено, что насос, работающий в режиме частичной нагрузки, испытывает повышенную вибрацию. Методом трехмерного численного моделирования было выявлено, что когда поток меньше, чем  $0,7Q$ , у модельного насоса проявляется обратный поток от рабочего колеса. Интенсивность обратного потока увеличивается с уменьшением расхода, следовательно, образуются сильные завихрения и вихревые полосы, возникают пульсации давления с низкой частотой на входе насоса, а также в системе трубопроводов.

Был проведен численный анализ для насоса с перепадом давления 18 м и частотой вращения 2950 об/мин при различных расходах. Анализ показал, что радиальная сила и виброперемещения рабочего колеса ЭНА самые низкие при рабочем расходе и возрастают при повышенном или пониженном режиме [11].

В вопросах изучения повышенной вибрации гидродинамического происхождения немаловажным является и фактор наличия самой рабочей жидкости в ЭНА. В исследовании с помощью численных методов [15] сравнивали виброактивность рабочего колеса с воздухом и жидкостью. Было обнаружено, что при работе в жидкости на лопаточной частоте проявляет себя нелинейный отклик более высокого порядка, чем в газе. Жидкость действительно меняет динамическое поведение системы, увеличивая амплитуду колебаний. Жидкость, как и ожидалось, приводит к неустойчивости колебаний в осевом направлении и сдвигает резонансы в сторону более высоких частот. Можно предположить, что собственные частоты также изменяются в зависимости от скорости вращения вала [4].

По результатам исследования [17] в рабочем колесе закрытого типа преобладают интенсивные вторичные течения и обширные зоны отрыва вдоль тыльной стороны лопатки. Такие эффекты могут не только быть источниками вибраций, но и приводить к повреждениям механических частей насоса [5; 7].

Еще одним следствием повышенной вибрации гидродинамического происхождения является то, что насос вынужден эксплуатироваться с недогрузкой по производительности, что может привести к недостаточности необходимого теплоотвода в систему терморегулирования КА.

Рассмотрим подробнее какие конструктивные параметры оказывают наибольшее влияние на интенсивность вибрации в насосе: радиальный зазор между рабочим колесом и языком спирали; диаметр входного отверстия рабочего колеса; количество лопастей рабочего колеса; количество входов жидкости в рабочее колесо; частота рабочего колеса; угол наклона лопасти на входе рабочего колеса; угол наклона лопасти на выходе

рабочего колеса; диаметр входного отверстия рабочего колеса; ширина рабочего колеса на выходе. Рассмотрим выводы, применимые к каждому параметру.

Было установлено на центробежном насосе малого размера с помощью метода разделения акустических источников, что по мере увеличения зазора между спиральным сборником и рабочим колесом насоса шум, возникающий от потока жидкости, снижался [3; 13].

Было выявлено, что увеличение угла атаки основного потока смещает поток жидкости в сторону прототока соседних лопаток, что приводит к усилению воздействия на переднюю кромку лопасти и усилению интенсивности турбулентности в этих областях. Кроме того, на распределение турбулентной кинетической энергии выходящего потока также влияет изменение направления потока, вызывающее увеличение локальных потерь энергии и снижение КПД насоса. Следовательно, очевидно, что угол атаки передней кромки лопастей в крыльчатке имеет большое влияние на неустойчивость потока центробежного насоса, даже если он находится в условиях отсутствия кавитации. Ранее считалось, если угол атаки передней кромки лопастей слишком велик, это приводит к уменьшению производительности насоса и пульсаций давления на входе и выходе насоса. Однако было представлено, что относительно большой угол атаки передних кромок лопастей благоприятен для производительности центробежного насоса в условиях перегрузки [10].

В работе [16] приведен вывод о том, что увеличение угла наклона лопасти рабочего колеса на выходе и увеличение ширины рабочего колеса на выходе лопастей приводит к уменьшению интенсивности вторичных течений, что также положительно сказывается на энергетических характеристиках насоса.

Согласно выводам, приведенным в [4], для снижения вибрации в центробежном насосе необходимо уменьшить угол наклона лопасти на входе рабочего колеса, уменьшить диаметр входного отверстия рабочего колеса (а также ротора и насоса в целом), уменьшить частоту вращения рабочего колеса [6; 8; 10; 13], увеличить количество лопастей рабочего колеса.

При вихреобразовании, вызванном пониженной нагрузкой на ЭНА, на происходящие процессы в лопастях и межлопастных каналах оказывает большое влияние угол атаки лопастей на входе. Большой угол атаки ведет к разделению потока на всасывающих поверхностях лопастей, такой процесс приводит к появлению обратного потока на входе и вихреобразованию [17].

В работе [13] приведены следующие выводы: численным методом было установлено, что в центробежном насосе при частоте вращения ро-

тора 2900 об/мин при прочих равных конструктивных параметрах напор увеличивался по мере роста угла лопасти на выходе (от 18 до 39°). Пульсации давления на первой лопаточной частоте увеличивались, а на второй лопаточной частоте уменьшались по мере роста угла лопатки на выходе. При увеличении угла лопасти на выходе на каждые 3° сила пульсаций в объеме жидкости между рабочим колесом и спиральным отводом увеличилась приблизительно на 12 %. При возрастании угла лопасти на выходе от 18 до 39° уровень излучения звукового давления возрос на 8,6 дБ.

В исследовании, представленном в [18], приведены результаты экспериментов, согласно которым скругление выходной кромки рабочего колеса с внутренней стороны основного диска значительно выравнивает эпюру скорости, при этом увеличивая напор для ступеней габарита 2А на 4 %, а КПД на 5,7 %.

Движение рабочей жидкости по спиральному отводу также создает определенные эффекты, например, гидродинамическое разбалансирование рабочего колеса. Это явление появляется в результате движения жидкости по спиральному отводу относительно центра, который находится вне оси вращения рабочего колеса [19]. Такое движение порождает неуравновешенную силу гидродинамического происхождения, следствием действия которой является ускоренный износ подшипниковых опор, появление у вала остаточной деформации изгиба, придающей дополнительную несбалансированность ротору. Для предотвращения такого эффекта используют двухспиральный отвод центробежного насоса (рис. 2). В данном случае гидродинамические эффекты, возникающие в спиральном отводе, в значительной степени компенсируются.

Применение лопаточного отвода значительно уменьшает значение несбалансированности ротора в радиальном направлении из-за сил, возникающих при вращении в спиральном отводе. При недостаточной сбалансированности лопаточного отвода необходимо увеличить число каналов самого отвода [19]. Применение лопаточного отвода также положительно влияет на уменьшение энергетических потерь жидкости на выходе из колеса.

Подведем предварительный итог по мерам борьбы с повышенной виброактивностью гидродинамического происхождения. Исходя из изученных материалов, меры борьбы с гидродинамическим источником вибрации вытекают из факторов как вызывающих эту вибрацию, так и определяющих ее прохождение [6]. Наиболее эффективными мерами являются:

1) Определение рабочей точки насоса. Выбор максимально эффективной рабочей точки насоса [8; 12].

2) Изменение конструктивных параметров.

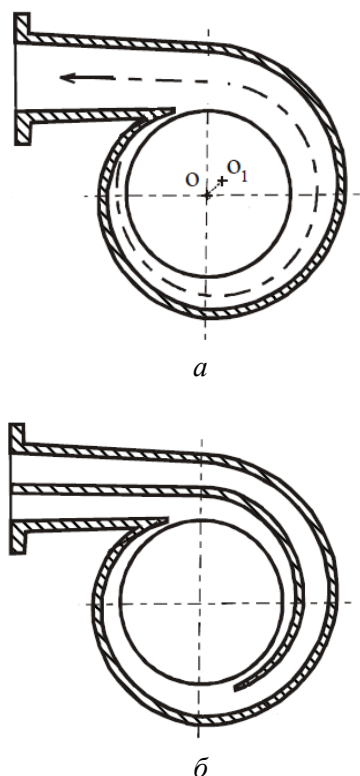


Рис. 2. Двухспиральный отвод центробежного насоса: *a* – гидродинамическое разбалансирование рабочего колеса; *б* – двухспиральный отвод. *O* – ось вращения рабочего колеса; *O*<sub>1</sub> – некоторый центр, вне оси вращения

3) Использование безлопаточного конфузорного аппарата [3].

4) Обеспечение однородности и стационарности поля скоростей на входе в рабочее колесо [3].

5) Применение графитовых колец как щелевых уплотнений, запрессованных в корпусные детали. Они воспринимают радиальные нагрузки при износе подшипников и работают как подшипники скольжения [20].

6) Улучшение кавитационных качеств [20] (лопасти двойной кривизны, уменьшение диффузорности входного кольцевого канала, увеличение радиусов поворота каналов).

7) Уменьшение вихреобразования (установка управляющих колец на уплотнения, увеличение зазора между выходными кромками колеса и направляющим аппаратом, нечетное количество лопастей, обеспечение плавных переходов и больших радиусов по всей длине проточной части, а также установка приемного и напорного патрубков) [3].

8) Использование виброизоляции и вибропоглощения [3].

9) Увеличение жесткости конструкции за счет увеличения толщины стенок [3].

10) Отстройка собственных частот колебаний элементов насоса от частот возмущающих сил [3].

11) Замена подшипников качения подшипниками скольжения [3].

12) Изготовление деталей из материалов, обладающих высокими демпфирующими свойствами (пластмассы).

## 2. Механический источник вибраций

Сходы механического происхождения часто случаются по причинам, вызванным их взаимодействием с гидравлической частью. К примеру, от воздействия потока рабочей жидкости на рабочее колесо насоса происходит его повреждение, оно начинает передаваться на вал электродвигателя, что вызывает его колебания и поломку [7]. Также колебания ротора возникают вследствие неуравновешенности центробежных сил, частота этих колебаний равна частоте вращения ротора. Однако, дисбаланс ротора – главная причина его выхода из строя и одна из главных причин возникновения вибрации механического происхождения в насосе и возникновения вынужденных колебаний [22; 23]. Вынужденные колебания происходят с частотой, равной частоте вращения, за счет неточности соединения вала и рабочего колеса [21].

В работе [24] раскрывается проблема дисбаланса ротора и его несоосности, как одной из основных причин повышенной вибрации в насосе. В данном случае предлагалось вести вибромониторинг состояния машины на этапе сборки и заменять или дорабатывать детали для достижения необходимой величины вибрации [8].

Разбалансировка во время работы вследствие износа и влияния местных повышений температур также является частой причиной колебаний механического происхождения [3].

Различные дефекты подшипников тоже оказывают влияние на формирование неблагоприятных условий работы насоса [5]. Существует множество причин выхода из строя подшипниковых опор – это перегрев, повышенные радиальные и осевые нагрузки, приходящие от потока рабочей жидкости, неправильная эксплуатация насосного агрегата, изгибные деформации вала электродвигателя [7].

Рассмотрим наиболее распространенные меры борьбы с вибрацией механического происхождения в ЭНА:

1. Балансировка. Поскольку одним из основных источников вибраций в насосе является дисбаланс подвижных частей, то многие работы были посвящены мерам борьбы с ним. В многоступенчатых нефтяных насосах в качестве меры борьбы с виброактивностью была предложена методика снижения уровня вибрации от неуравновешенных вращающихся деталей насоса, базирующаяся на

принципе определения последовательности расположения рабочих колес с измеренными эксцентриситетами на оси вала [25; 26].

Согласно работе [27], снижение величины дисбаланса в нефтяном консольном насосе в 14,5 раз приводит к снижению СКЗ виброскорости в 1,46 раз. Увеличение отклонения расцентровки дисбаланса в 50 раз приводит к снижению СКЗ виброскорости в 1,25 раза.

2. Обеспечение гарантированного осевого прижатия шариков к поверхностям желобов внутреннего и наружного колец шарикоподшипников в процессе работы [20].

3. Уменьшение консоли вала, увеличение его жесткости для обеспечения наименьших изгибных колебаний вала и радиальных перемещений рабочего колеса [20].

4. Выбор подшипниковых опор. Выбор подшипниковых опор – основополагающая задача при проектировании ЭНА, поскольку в зависимости от принципа их работы будет меняться его конструкция. Их долговечность и надежность – первоочередная задача повышения ресурса всего ЭНА.

Рассмотрим наиболее распространенные виды подшипников, применяемых в высокоресурсных ЭНА:

1. Подшипники скольжения. Они предпочтительны в больших агрегатах. Существуют различные конструкции подшипников скольжения [29–31], где применяется виброизоляционный композитный материал, а также полиимид, окруженный оболочкой из эластомера. Считается, что такие конструкции подшипников имеют хорошие виброизоляционные свойства и износостойкость, однако недостаточно эффективно снижают виброактивность вследствие тонкого слоя эластомера или не позволяют выполнять более сложные формы подшипников скольжения (поверхности с канавками, формы с вырезами по диаметру).

В работе [32] приведен вывод, что подшипник скольжения снижает виброактивность за счет уменьшения прогиба ротора вследствие исключения задеваний в уплотнениях рабочих колес.

Опоры скольжения имеют и ряд недостатков, там присутствуют эффекты автоколебаний, а наличие зазоров в подшипниковых опорах вызывает динамические биения и усиливает виброактивность. Проблема автоколебаний решается применением формы подшипников с некруглой формой расточки (трехцентровые, со смещенными вкладышами) [21].

2. Гидродинамические подшипники. Для таких подшипников типичная вибродиагностика – это измерение относительного перемещения вала относительно корпуса (мкм) [7].

Трудность в использовании таких подшипников состоит в сложности определения параметров их работы (зазор, условия контакта поверх-

ностей), для этого требуется численное решение уравнений Рейнольдса. Для данной геометрии подшипника необходимы три параметра (или, скорее, набор параметров), чтобы охарактеризовать влияние на поведение машины, а именно жесткость, демпфирование и грузоподъемность. Параметры жесткости и демпфирования являются матрицами, которые зависят от скорости вращения вала [23].

Ресурс гидродинамических подшипников намного больше ресурса подшипников качения, в частности, при очень высоких скоростях. Сложностью использования этих подшипников является высокая скорость вращения вала, которая позволяет обеспечить гарантированный смазочный слой. Нарушение смазочного слоя даже на короткий срок приводит к значительным неисправностям и выходу из строя ЭНА.

3. Гидростатические подшипники. В таком типе подшипника ротор поддерживается масляной пленкой, но поле давления в масле создается внешним насосом, а не вращением самого вала, и это имеет как преимущества, так и недостатки. Преимущества заключаются в том, что нагрузка может восприниматься на низкой скорости, а рабочие параметры могут изменяться извне с помощью внешнего насоса [23].

4. Подшипники качения. Шарикоподшипник – наиболее распространенный вид подшипника в малых насосах благодаря высоким скоростям работы и низкому трению [33]. Шарикоподшипник даже при отсутствии дефектов на нем, является источником вибрации. При возникновении дефектов вибрация возрастает и имеет определенную картину в зависимости от возникшего дефекта (рис. 3) [34]. Рассмотрим простые шарикоподшипники качения и их влияние на вибрацию. Такие подшипники необходимо оценивать параметрами вибрации на специальных стендах. Обычно уровень виброактивности задается на этапе конструирования и обеспечивается технологией изготовления и сборки [3]. Также, вибромониторинг тел качения – важная составляющая вибродиагностики всего агрегата [35; 36].

Износ таких подшипников приводит к увеличению радиального биения ротора, росту радиальных усилий и далее процесс разрушения подшипников развивается лавинообразно [21]. Необходимо оценивать критическую скорость подшипника для недопущения резонанса с валом. Для снижения критической скорости необходимо увеличить зазор в подшипнике.

Низкочастотные колебания в шарикоподшипниках (200–300 Гц) – вызваны неуравновешенностью вращающихся масс, несоосностью приводов, нарушением геометрии подшипников, периодическими силами, создаваемыми рабочим процессом. Данные колебания определяют дина-

мическую прочность агрегатов и несут с собой подавляющую долю колебательной энергии [3].

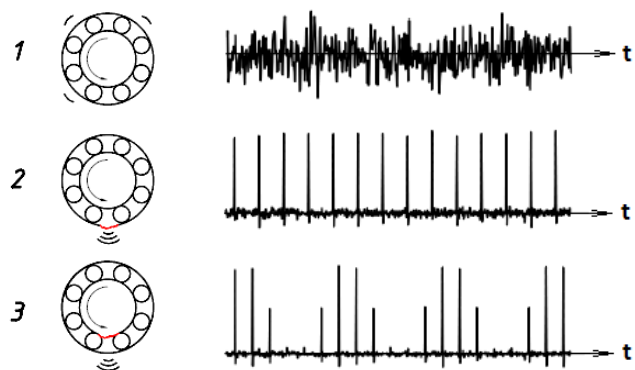


Рис. 3. Характер вибраций подшипников качения в зависимости от их дефектов: 1 – подшипник без дефекта; 2 – дефект наружного кольца; 3 – дефект внутреннего кольца

Решением проблемы повышенной вибрации в данном типе подшипников является применение особых подшипников качения с бесшпоночной и беззазорной посадкой на гладкий вал.

5. Магнитные подшипники. Магнитные подшипники бывают двух типов: пассивные и активные. В обоих случаях основным преимуществом является то, что с помощью магнитного поля для левитации и определения местоположения ротора исключается любой контакт с ротором, а потери на трение чрезвычайно низки [23].

### 3. Электротехнический источник вибрации

Рассмотрим источник повышенной вибрации со стороны электродвигателя. Источниками такой вибрации являются: магнитный шум асинхронного двигателя; магнитная проводимость воздушного зазора; радиальные силы, создаваемые магнитными полями; тангенциальные силы, вызываемые радиальными силами; эксцентриситет воздушного зазора; повреждение; перегрев; обрыв; межвитковые замыкания фазных обмоток; межфазные замыкания; распайка паяк в обмотках и бандажах; перегрев контактов; изменение зазора между статором и ротором; дисбаланс (биение) ротора; перегрузки по моменту; перегрев и размагничивание постоянных магнитов ротора; неисправности силовой электроники управляющих блоков [37; 38].

Многие из этих проблем решаются точностью изготовления электродвигателей. Эксцентриситет воздушного зазора является серьезным источником вибраций, такая проблема появляется при несоосности статора и ротора. Обмотка ротора должна быть симметричной для избегания изгибных колебаний.

Одним из способов повышения надежности электромеханических устройств космических аппаратов является проведение диагностики их технического состояния при наземных испытаниях и выявление возможных дефектов. В качестве диагностических параметров электромеханической системы рекомендуется измерять: виброскорости и виброускорения механической системы; общий ток потребления; напряжение питания; фазные напряжения; фазные токи, подаваемые на обмотки двигателя; сигналы датчика положения ротора; внутренние напряжения блока управления в отдельных точках (выходы операционных усилителей, шины питания и т. п.); частоту вращения ротора двигателя; момент, развиваемый двигателем; температуру в контрольных точках [39].

### 4. Вибрации, вызванные технологией изготовления ЭНА

Выводы в работе [4] указывают на то, что на данный момент не существует исследований, раскрывающих причины технологической вибрации центробежных насосов, все исследования в этом направлении несут преимущественно эмпирический характер и не имеют достаточной обобщающей теоретической базы. Технологические методы борьбы с вибрацией [3]:

1. Повышение точности обработки и сборки. В изобретении [29] упоминается, что расточка посадочных отверстий корпусов насоса за один установ снижает виброактивность механического происхождения.

2. Поэлементная балансировка роторов и балансировка их в сборе.

3. Остаточная неуравновешенность ротора должна строго выверяться и контролироваться.

4. Контроль качества подшипников качения.

5. Повышение точности обработки посадочных мест под подшипники в соответствии с точностью обработки колец подшипников.

6. Исключение натягов при посадке подшипников с целью исключения их деформации.

7. Исключение деформаций от температуры и давления, так как это может привести к разбалансировке.

8. Обеспечение простоты контроля вибрации.

### 5. Исследование тенденций развития ЭНА

Было произведено исследование уровня техники и тенденций развития насосов в части увеличения ресурса и показателей надежности и реализация этих решений в условиях космоса. Патентное исследование проводилось для электронасосных агрегатов, электрогидравлических нагнетателей, ориентированных на работу с химически агрес-

сивными жидкостями для эксплуатации в составе ракетно-космической, авиационной и транспортной техники. Были проанализированы тенденции развития данной темы в отношении Российской Федерации, США, стран ЕС, Японии, КНР и т. д.

По результатам патентных исследований было выявлено, что в подавляющем большинстве реализуются центробежные насосы, часто многоступенчатые, с целью повышения КПД [40–43]. Встречаются образцы со сложной организацией потока в целях омывания подвижных узлов [42; 44], что повышает общий ресурс изделия. По виду исполнения самого электронасосного агрегата можно выделить нерезервированные [38; 43; 44] и резервированные [40; 47–51]. Большого внимания заслуживают дублированные варианты, поскольку такие конструкции более надежные, однако сложны в изготовлении, несмотря на ряд усовершенствований в целях повышения технологичности [49–51]. При этом в подобных конструкциях часто встречается двусторонний обратный клапан различной конфигурации [49; 51–53], что усложняет изделие и может снижать надежность. Встречается множество усовершенствований, которые, в конечном итоге, снижают гидравлические потери, часто с применением диффузора [46; 54], некоторые конструкции имеют различную организацию входных и выходных патрубков [55] или рабочее колесо с разной длиной лопастей [56]. По способу исполнения насоса можно встретить варианты как с посадкой рабочего колеса на вал двигателя [40; 44; 47; 48; 50; 51; 53; 56; 57], так и на отдельный вал насоса. Отдельный вал имеет собственные подвижные узлы [58–62], при этом вал насоса имеет полу конструкцию для дополнительного течения жидкости и массообмена внутри изделия. Преимуществом варианта с отдельным исполнением насоса представляется легкая замена электродвигателя в конструкции [63]. Особого внимания заслуживают изделия с магнитной муфтой [60; 64] при передаче вращения от электродвигателя насосу, что обеспечивает высокую надежность и снижает влияние пульсаций от рабочего колеса на опорные узлы электродвигателя.

Во всех патентных документах встречается техническое решение с оболочкой, разделяющей полость ротора и полость статора. Ротор в таких конструкциях оmyвается рабочей жидкостью, что обеспечивает эффективное охлаждение, а статор надежно защищен от контакта с жидкостью. В некоторых вариантах защита статора выполняется покрытием [65; 66]. Много зарубежных образцов выполняется с подшипниками скольжения [67–69]. Отдельного внимания заслуживают системы управления электронасосными агрегатами. Некоторые [70], в целях повышения надежности, обеспечивают функционирование при обрывах сигнальных или силовых цепей, другие [71] вы-

полняют подстройку частоты вращения электродвигателя насоса по показаниям температуры для получения требуемой потребителем подачи.

По итогу анализа можно сделать следующие выводы:

1. Все патентозаявители реализуют разделение полостей статора и ротора, ротор оmyвается перекачиваемой жидкостью в целях охлаждения и смазывания опорных узлов.

2. Подавляющее большинство насосов – центробежные, встречаются среди технических образцов осевые насосы. Это обусловлено отсутствием трущихся поверхностей насосной части.

3. Отдельное внимание уделяется геометрии колеса центробежного насоса, способу изготовления колеса закрытого типа, способу подбора. Это направлено на повышение КПД насоса.

4. Отечественные образцы чаще всего выполняются со встраиваемым корпусным электродвигателем. В качестве подвижных элементов вала используют подшипники качения. Зарубежные образцы наиболее часто выполняются на гидродинамических подшипниках скольжения. В случае с зарубежными образцами данное решение обеспечивает высокие показатели ресурса и надежности, что заслуживает особого внимания.

5. Существуют отдельные решения в вопросах контроля работы электронасоса, в частности по температуре, напору и расходу.

6. Основная тенденция развития электронасосных агрегатов – использование центробежных насосов с гидродинамическими подшипниками скольжения. Насос в своем составе имеет бескорпусной электродвигатель, ротор которого оmyвается рабочей жидкостью.

## Заключение

В каждом разделе данного обзора были сделаны выводы, касающиеся мер борьбы с повышенной вибрацией в ЭНА в зависимости от источника ее возникновения. Стоит отметить, что в АО «ИСС» имеется значительный опыт в вопросах вибромониторинга состояния ЭНА, поскольку непрерывный контроль величины вибрации в насосах является важнейшим элементом его надежной работы [5; 7]. Вибромониторинг позволяет не только обнаружить текущий процесс разрушения, но и предугадать тенденцию к возникновению негативных явлений, которые приведут к ненадежной работе насоса. Однако, для повышения показателей надежности вновь разрабатываемых конструкций ЭНА для платформ мощностью от 25 кВт, необходимо искать пути решения, позволяющие обеспечить непрерывную работу на весь период САС. Для отработки таких решений наиболее приемлемым вариантом является их введение в существующую конструкцию ЭНА и сравнение



вновь получаемой вибродиагностической информации с имеющейся.

На основании данного обзора были сформулированы возможные тенденции для развития конструктивных решений, обеспечивающих центробежному насосу работу с пониженными уровнями вибрации при их эксплуатации на КА. Особое внимание заслуживают следующие пути понижения виброактивности:

1. Подбор сочетания конструктивных параметров рабочего колеса насоса, наиболее под-

ходящих для обеспечения необходимых расходно-напорных и вибрационных характеристик, учитывая рекомендации из приведенных исследований.

2. Применение гидродинамических подшипников в электродвигателях вместо шарикоподшипников.

Таким образом, планируется доработка штатного насоса согласно проведенному анализу решений для исследования тенденций снижения его виброактивности.

## Список литературы

- [1] Кузнецова З. А., Синиченко М. И., Кузнецов А. Д., Клешина И. А., Синьковский Ф. К. Исследование влияния конструктивных параметров рабочего колеса на величину осевой нагрузки центробежного электронасосного агрегата // Сибирский журнал науки и технологий. 2020. Т. 21. № 3. С. 389–399. doi: 10.31772/2587-6066-2020-21-3-389-399
- [2] Краев М. В., Лукин В. А., Овсянников Б. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М. : Машиностроение, 1985. 128 с.
- [3] Григорьева Н. В. Вибрация энергетических машин : справ. пособие. Л. : Машиностроение, 1974. 464 с.
- [4] Перевошиков С. И. Разработка научных основ управления вибрацией гидродинамического происхождения в центробежных насосах магистральных нефтепроводов : дисс. д-ра техн. наук: 05.02.13. Тюмень : ТюмГНГУ, 2004. 48 с.
- [5] Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники. М. : Машиностроение, 1968. 362 с.
- [6] Джафари П. Снижение вибрации гидродинамического происхождения насосно-силовых агрегатов // Научный вестник МГТУ ГА. 2011. № 173. С. 137–140.
- [7] Hammond, Osama H. I. Compound fault diagnosis of centrifugal pumps using vibration analysis techniques : doctoral thesis. University of Huddersfield, 2018. 181 p.
- [8] Luo Y., Yuan Sh., Yuan J., Lu J. Research on Characteristic of the vibration spectral entropy for centrifugal pump // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering. 2014. 9 p.
- [9] Si Q., Yuan Sh., Yuan J., Liang Y. Investigation on Flow-induced noise due to backflow in low specific speed centrifugal pumps // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering. 2013. 11 p.
- [10] Lu J., Liu X., Zeng Y., Zhu B., Hu B., Yuan Sh., Hua H. Detection of the flow state for a centrifugal pump based on vibration // MDPI. 2013. 18 p.
- [11] Cui B., Li J., Zhang Ch., Zhang Y. Analysis of radial force and vibration energy in a centrifugal pump // Hindawi Mathematical Problems in Engineering. 2020. 12 p.
- [12] Basic principles for the design of centrifugal pump installations. Sterling SIHI, 2003. 389 с.
- [13] Yang A., Lang D., Li G., Chen E., Dai R. Numerical research about influence of blade outlet angle on flow-induced noise and vibration for centrifugal pump // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering. 2014. 11 p.
- [14] Zhang X., Wang P., Ruan X., Xu Zh., Fu X. Analysis of pressure pulsation induced by rotor-stator interaction in nuclear reactor coolant pump // Hindawi Shock and Vibration. 2017. 18 p.
- [15] M.M.E. van Osch. Rotor dynamics of a centrifugal pump. Technische Universiteit Eindhoven, 2006. 54 p.
- [16] Бобков А. В. Повышение эффективности малоразмерных центробежных насосов авиакосмических энерго-силовых установок и систем терморегулирования : дисс. д-ра техн. наук: 05.07.05. М. : ГОУВПО «КНАГТУ», 2004. 399 с.
- [17] Wu Y., Li S., Liu S., Dou H.-S., Qian Z. Vibration of Hydraulic Machinery. Springer, 2013. 500 p.
- [18] Кузьмин А. В. Исследование характеристик лопастного насоса для добычи нефти при изменении геометрии проточной части его ступени : дисс. канд. техн. наук: 05.02.13. М. : ФГБОУ ВО «ЗГУ нефти и газа (НИУ) имени И. М. Губкина», 2018. 257 с.
- [19] Перевошиков С. И. Конструкция центробежных насосов (общие сведения) : учеб. пособие. Тюмень : ТюмГНГУ, 2013. 228 с.
- [20] Иванов Я. Н., Ивченко Л. Ф., Стебловцев А. А., Шнякин В. Н. Разработка конструкции и исследование электронасосного агрегата с ресурсом работы более 35000 часов // Авиационно-космическая техника и технология. 2003. № 5. С. 114–117.
- [21] Челомей В. Н. Вибрации в технике : справочник в 6-ти т. М : Машиностроение, 1980. Т. 3. 544 с.

- [22] Куцубина Н. В., Санников А. А. Теория виброзащиты и акустической динамики машин : учеб. пособие. Екатеринбург : УГЛТУ, 2014. 167 с.
- [23] Краев М. В., Лукин В. А., Овсянников Б. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М. : Машиностроение, 1985. 128 с.
- [24] Nurulhusna binti Mohd Mohtar. Vibration analysis of centrifugal pump : Dissertation of the Bachelor of Engineering. Universiti Teknologi Petronas. 2013. 37 p.
- [25] Волоховская О. А. Снижение виброактивности центробежных насосов путем изменения последовательности расположения рабочих колес на оси вала // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2010. № 4. С. 69–78.
- [26] Волоховская О. А. Об одном подходе к снижению уровня вибраций погружных центробежных насосов для нефтедобычи // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. № 4 (2). 2011. С. 82–84.
- [27] Валюхов С. Г., Ярославцев С. В., Патрахин Р. И. Экспериментальное исследование влияния параметров упругой муфты и дисбаланса консольных насосов на уровень виброактивности // Труды X Междунар. науч.-техн. конф. «СИНТ'19». 2019. С. 134–142.
- [28] Ряховский О. А., Обозный Ю. С., Кушнарев В. И., Гуськов А. М. Магистральный нефтяной центробежный насос с ротором на подшипниках качения и способ улучшения характеристик насоса. Пат. № 2485352 Российская Федерация, 2013. Бюл. № 17.
- [29] Бургетт Д., Хартман Ю., Хельдманн Й. Виброизоляционный композитный материал подшипника скольжения, вкладыш подшипника скольжения и узел подшипника скольжения. Пат. № 2461746 Российская Федерация, 2012. Бюл. № 26.
- [30] Dry journal bearing. Patent US 3881791. 1975.
- [31] Merot Ph., Bozet J. L., Poysat P. Polymeric bearing with elastomer. Patent 2003/0012467 USA, 2003.
- [32] Богун В. С., Войтов С. Н. Многоступенчатый центробежный насос. Пат. № 2361117 Российская Федерация, 2009. Бюл. № 19.
- [33] Bloch H. P., Budris A. R. Pump user's handbook life extension. Third edition. Fairmont Press, 2010. 506 p.
- [34] Harris T. A., Kotzalas M. N. Essential Concepts of Bearing Technology. Fifth edition. CRC Press, 2007. 375 p.
- [35] Ovacikli A. K. Condition Monitoring of Ball Bearings Using Vibration Analysis. Lulba University of Technology, 2010. 54 p.
- [36] Jauregui Correa J. C., Lozano Guzman A. Mechanical vibrations and condition monitoring. Elsevier, 2020. 202 p.
- [37] Шубов И. Г. Шум и вибрация электрических машин. Л. : Энергоатомиздат, 1986. 208 с.
- [38] Коротков Е. Б., Слободзян Н. С., Ширококов О. В., Киселев А. А., Надежин М. И. Наземная система комплексной диагностики электромеханических устройств космических аппаратов // Радиопромышленность. 2019. № 4. С. 54–62. doi: 10.21778/2413-9599-2019-29-4-54-62
- [39] Матвеев С. А., Жуков Ю. А., Коротков Е. Б., Ширококов О. В., Надежин М. И., Ладыгин А. П. Обзор методов диагностики электронасосных агрегатов спутниковых платформ // Радиопромышленность. 2020. Т. 30. № 3. С. 86–98. doi: 10.21778/2413-9599-2020-30-3-86-98
- [40] Логанов А. А., Овечкин Г. И., Бородин Л. М., Синиченко М. И., Шилкин О. В. Электронасосный агрегат. Пат. № 2574782 Российская Федерация, 2016. Бюл. № 4.
- [41] Белоусов Н. И. Многоступенчатый электронасосный агрегат. Пат. № 2162547 Российская Федерация, 2001. Бюл. № 3.
- [42] Логанов А. А., Овечкин Г. И., Бородин Л. М., Синиченко М. И., Смирнов В. В., Воловиков В. Г. Двухступенчатый электронасосный агрегат. Пат. № 2618777 Российская Федерация, 2008. Бюл. № 14.
- [43] Heat exchange module and serial pump thereof. Patent US 10198046. 2016.
- [44] Electro motor driven pump. Patent US 10465679. 2014.
- [45] Electro motor, pump device using electric motor, and stator. Patent US 2167341. 2013.
- [46] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2208183 Российская Федерация, 2003. Бюл. № 19.
- [47] Белоусов Н. И. Дублированный электронасосный агрегат. Пат. № 2160389 Российская Федерация, 2000. Бюл. № 34.
- [48] Белоусов Н. И. Резервированный электронасосный агрегат. Пат. № 2160390 Российская Федерация, 2000. Бюл. № 34.
- [49] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2329401 Российская Федерация, 2008. Бюл. № 20.
- [50] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2357104 Российская Федерация, 2009. Бюл. № 15.
- [51] Белоусов Н. И. Дублированный электронасосный агрегат. Пат. № 2511788 Российская Федерация, 2014. Бюл. № 10.
- [52] Белоусов Н. И. Дублированный электронасосный агрегат. Пат. № 2329402 Российская Федерация, 2008. Бюл. № 20.
- [53] Белоусов Н. И. Дублированный электронасосный агрегат. Пат. № 2599402 Российская Федерация, 2016. Бюл. № 28.
- [54] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2162549 Российская Федерация, 2001. Бюл. № 3.

- [55] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2162548 Российская Федерация, 2001. Бюл. № 3.
- [56] Electrically driven pump. Patent US 10415582. 2016.
- [57] Electric-motor-driven liquid pump. Patent US 10337513. 2016.
- [58] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2680635 Российская Федерация, 2019. Бюл. № 6.
- [59] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2642877 Российская Федерация, 2018. Бюл. № 4.
- [60] Двирный В. В., Тестоедов Н. А., Бартенев В. А., Туркенич Р. П., Роскин С. М. Электронасосный агрегат. Пат. № 2396464 Российская Федерация, 2010. Бюл. № 22.
- [61] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2357103 Российская Федерация, 2009. Бюл. № 15.
- [62] Белоусов Н. И. Электронасосный агрегат. Пат. № 2358161 Российская Федерация, 2009. Бюл. № 16.
- [63] Electric fuel pump and pump mechanism for a fuel pump. Patent CA 2321608. 2000.
- [64] Яперов И. Ф. Электронасосный агрегат. Пат. № 45481 Российская Федерация, 2005. Бюл. № 13.
- [65] Electric fuel pump. Patent US 20170363052. 2017.
- [66] Electric fuel pump. Patent EU 3258096. 2017.
- [67] Electric pump unit. Patent US 10400767. 2015.
- [68] Electric coolant pump. Patent US 10415590. 2016.
- [69] Automotive electric liquid pump. Patent US 10458414. 2014.
- [70] Electric fuel pump uninterrupted power supply. Patent US 10054075. 2017.
- [71] System and method for cold temperature control of an electric oil pump. Patent US 10330096. 2014.

## THE VIBRATION ORIGIN IN THE ELECTRIC PUMP OF THE SPACECRAFT AND METHODS TO REDUCE THEM

**Z. A. Yudina, M. I. Sinichenko, A. P. Ladigin,  
F. K. Sin'kovskiy, D. B. Usmanov**

*JSC «Academician M. F. Reshetnev» Information Satellite Systems»,  
Zheleznogorsk, Krasnoyarsk region, Russian Federation*

*The important problem for rocket-space, aviation and transport equipment fields is designing high-resource electric pumps. Electric pumps are active energy conversion devices to provide the thermal control system operation. Electric pumps failure leads to fault of the interfaced equipment, system failures and significant economic damage accidents. The most unfavorable factor for electric pump reliability is vibration. That the reason of relevance, practicability and importance to research the electric pumps vibration activity, the reasons for the appearance of vibrations and ways to control them. The paper provides the main sources of electric pump of the spacecraft vibrations as mechanical, hydrodynamic and electrical. This paper presents the recommendations of foreign and domestic authors to control each vibration source. To solve the problem of reducing the electric pump vibration activity the research of the technical level of existing developments, results, main technical solutions and technical solutions trends was produced. The main directions of further electric pump vibration activity researches leading to decreasing of vibration activity were defined on this paper.*

*Keywords: electric pump, spacecraft, vibration.*

### References

- [1] Kuznetsova Z. A., Sinichenko M. I., Kuznetsov A. D., Kleshnina I. A., Sin'kovskiy F. K. Study of impeller design parameters effect on the axial thrust of a centrifugal electric pump assembly // Siberian Journal of Science and Technology, 2020, vol. 21, no. 3, pp. 389–399. doi: 10.31772/2587-6066-2020-21-3-389-399
- [2] Kraev M. V., Lukin V. A., Ovsyannikov B. V. *Maloraskhodnye nasosy aviatsionnykh i kosmicheskikh sistem* [Low-flow pumps of aviation and space systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 128 p.

- [3] Grigor'eva N. V. *Vibratsiya energeticheskikh mashin. Spravochnoe posobie* [Vibration of power machines. Reference manual]. St. Petersburg, Mashinostroenie Publ., 1974, 464 p. (In Russian)
- [4] Perevoshchikov S. I. *Razrabotka nauchnykh osnov upravleniya vibratsiei gidrodinamicheskogo proiskhozhdeniya v tsentrobezhnykh nasosakh magistral'nykh nefteprovodov* [Development of scientific foundations for vibration control of hydrodynamic origin in centrifugal pumps of main oil pipelines] : Doct. Diss. Tyumen', TyumGNGU Publ., 2004, 347 p. (In Russian)
- [5] Bykhovskii I. I. *Osnovy teorii vibratsionnoi tekhniki* [Foundations of the theory of vibration technology]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 362 p.
- [6] Dzhaferi P. *Snizhenie vibratsii gidrodinamicheskogo proiskhozhdeniya nasosno-silovykh agregatov* [Reduction of vibration of hydrodynamic origin of pumping and power units]. Nauchnyi vestnik MGTU GA, 2011, no. 173, pp. 137–140. (In Russian)
- [7] Hammond, Osama H. I. Compound fault diagnosis of centrifugal pumps using vibration analysis techniques : doctoral thesis. University of Huddersfield, 2018, 181 p.
- [8] Luo Y., Yuan Sh., Yuan J., Lu J. Research on Characteristic of the vibration spectral entropy for centrifugal pump // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering, 2014, 9 p.
- [9] Si Q., Yuan Sh., Yuan J., Liang Y. Investigation on Flow-induced noise due to backflow in low specific speed centrifugal pumps // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering, 2013, 11 p.
- [10] Lu J., Liu X., Zeng Y., Zhu B., Hu B., Yuan Sh., Hua H. Detection of the flow state for a centrifugal pump based on vibration // MDPI, 2013, 18 p.
- [11] Cui B., Li J., Zhang Ch., Zhang Y. Analysis of radial force and vibration energy in a centrifugal pump // Hindawi Mathematical Problems in Engineering, 2020, 12 p.
- [12] Basic principles for the design of centrifugal pump installations. Sterling SIHI, 2003, 389 p.
- [13] Yang A., Lang D., Li G., Chen E., Dai R. Numerical research about influence of blade outlet angle on flow-induced noise and vibration for centrifugal pump // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering, 2014, 11 p.
- [14] Zhang X., Wang P., Ruan X., Xu Zh., Fu X. Analysis of pressure pulsation induced by rotor-stator interaction in nuclear reactor coolant pump // Hindawi Shock and Vibration, 2017, 18 p.
- [15] M.M.E. van Osch. Rotor dynamics of a centrifugal pump. Technische Universiteit Eindhoven, 2006, 54 p.
- [16] Bobkov A. V. *Povyshenie effektivnosti malorazmernykh tsentrobezhnykh nasosov aviakosmicheskikh energosilovykh ustanovok i sistem termoregulirovaniya* [Improving the efficiency of small-sized centrifugal pumps of aerospace power plants and thermal control systems] : Doct. Diss. Moscow, 2004, 399 p. (In Russian)
- [17] Wu Y., Li S., Liu S., Dou H.-S., Qian Z. Vibration of Hydraulic Machinery, Springer, 2013, 500 p.
- [18] Kuz'min A. V. *Issledovanie kharakteristik lopastnogo nasosa dlya dobychi nefi pri izmenenii geometrii protochnoi chasti ego stupeni* [Study of the characteristics of a vane pump for oil production when changing the geometry of the flow path of its stage] : Cand. Diss. Moscow, 2018, 257 p. (In Russian)
- [19] Perevoshchikov S. I. *Konstruktsiya tsentrobezhnykh nasosov (obshchie svedeniya)* [The design of centrifugal pumps (general information)]. Tyumen', TyumGNGU Publ., 2013, 228 p. (In Russian)
- [20] Ivanov Ya. N., Ivchenko L. F., Steblovtsev A. A., Shnyakin V. N. *Razrabotka konstruktsii i issledovanie elektronasosnogo agregata s resursom raboty bolee 35000 chasov* [Design development and research of an electric pump unit with a service life of more than 35000 hours] // Aerospace technic and technology, 2003, no. 5, pp. 114–117. (In Russian)
- [21] Chelomei V. N. *Vibratsii v tekhnike* [Vibration in technology: a Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, vol. 3, 544 p. (In Russian)
- [22] Kutsubina N. V., Sannikov A. A. *Teoriya vibrozashchity i akusticheskoi dinamiki mashin: uchebnoe posobie* [Theory of vibration protection and acoustic dynamics of machines: a tutorial]. Ekaterinburg, UGLTU Publ., 2014, 167 p. (In Russian)
- [23] Kraev M. V., Lukin V. A., Ovsyannikov B. V. *Maloraskhodnye nasosy aviatsionnykh i kosmicheskikh system* [Low-flow pumps for aircraft and space systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 128 p. (In Russian)
- [24] Nurulhusna binti Mohd Mohtar. Vibration analysis of centrifugal pump : Dissertation of the Bachelor of Engineering, Universiti Teknologi Petronas, 2013, 37 p.
- [25] Volokhovskaya O. A. *Snizhenie vibroaktivnosti centrobeznykh nasosov putem izmeneniya posledovatel'nosti raspolozheniya rabochih koles na osi vala* [Reducing the vibration activity of centrifugal pumps by changing the sequence of the impellers on the shaft axis]. Engineering and automation problems, 2010, no. 4, pp. 10–22. (In Russian)
- [26] Volokhovskaya O. A. *Ob odnom podhode k snizheniyu urovnya vibratsij pogruzhnykh centrobeznykh nasosov dlya nefte dobychi* [On one approach to reducing the vibration level of submersible centrifugal pumps for oil production]. Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod, 2011, no. 4 (2), pp. 82–84. (In Russian)
- [27] Valyukhov S. G., Yaroslavtsev S. V., Patrakhin R. I. *Eksperimental'noe issledovanie vliyaniya parametrov uprugoy mufy i disbalansa konsol'nykh nasosov na uroven' vibroaktivnosti* [Experimental study of the influence of elastic

- coupling parameters and unbalance of cantilever pumps on the level of vibration activity] / Proceedings of the X International Scientific and Technical Conference «SPT'19», 2019, pp. 134–142. (In Russian)
- [28] Ryakhovsky O. A., Obozny Yu. S., Kushnarev V. I., Guskov A. M. *Magistral'nyi nefityanoi tsentrobezhnyi nasos s rotorom na podshipnikakh kacheniya i sposob uluchsheniya kharakteristik nasosa* [Mainline oil centrifugal pump with a rotor on rolling bearings and a method for improving pump performance]. Patent RU 2485352, 2013, bulletin no. 17.
- [29] Burgett D., Khartman Yu., Khel'dmann I. *Vibroizolyatsionnyi kompozitnyi material podshipnika skol'zheniya, vkladyshe podshipnika skol'zheniya i uzel podshipnika skol'zheniya* [Vibration-insulating composite material for plain bearing, sleeve for sleeve bearing and sleeve bearing assembly]. Patent RU 2461746, 2012, bulletin no. 26.
- [30] Dry journal bearing. Patent US 3881791, 1975.
- [31] Merot Ph., Bozet J. L., Poysat P. Polymeric bearing with elastomer. Patent 2003/0012467 USA, 2003.
- [32] Bogun V. S., Voitov S. N. *Mnogostupenchatyi tsentrobezhnyi nasos* [Multistage centrifugal pump]. Patent RU 2361117, 2009, bulletin no. 19.
- [33] Bloch H. P., Budris A. R. Pump user's handbook life extension. Third edition. Fairmont Press Publ., 2010, 506 p.
- [34] Harris T. A., Kotzalas M. N. Essential Concepts of Bearing Technology. Fifth edition. CRC Press Publ., 2007, 375 p.
- [35] Ovacikli A. K. Condition Monitoring of Ball Bearings Using Vibration Analysis. Lulba University of Technology Publ., 2010, 54 p.
- [36] Jauregui Correa J. C., Lozano Guzman A. Mechanical vibrations and condition monitoring. Elsevier Publ., 2020, 202 p.
- [37] Shubov I. G. *Shum i vibratsiya elektricheskikh mashin* [Noise and vibration of electrical machines]. St. Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1986, 208 p. (In Russian)
- [38] Korotkov E. B., Slobodzyan N. S., Shirobokov O. V., Kiselev A. A., Nadezhin M. I. Complex ground diagnostic system for spacecraft electromechanical devices // Radio industry, 2019, no. 4, pp. 54–62. doi: 10.21778/2413-9599-2019-29-4-54-62
- [39] Matveev S. A., Zhukov Y. A., Korotkov E. B., Shirobokov O. V., Nadezhin M. I., Ladygin A. P. Overview of diagnostic methods for electric pump units of satellite platforms // Radio industry, 2020, vol. 30, no. 3, pp. 86–98. doi: 10.21778/2413-9599-2019-30-3-86-98
- [40] Loganov A. A., Ovechkin G. I., Borodin L. M., Sinichenko M. I., Shilkin O. V. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pumping unit]. Patent RU 2574782, 2016, bulletin no. 4.
- [41] Belousov N. I. *Mnogostupenchatyi elektronasosnyi agregat* [Multistage electric pump unit]. Patent RU 2162547, 2001, bulletin no. 3.
- [42] Loganov A. A., Ovechkin G. I., Borodin L. M., Sinichenko M. I., Smirnov V. V., Volovikov V. G. *Dvuhstupenchatyj elektronasosnyj agregat* [Two-stage electric pump unit]. Patent RU 2618777, 2008, bulletin no. 14.
- [43] Heat exchange module and serial pump thereof. Patent US 10198046, 2016.
- [44] Electro motor driven pump. Patent US 10465679, 2014.
- [45] Electro motor, pump device using electric motor, and stator. Patent US 2167341, 2013.
- [46] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2208183, 2003, bulletin no. 19.
- [47] Belousov N. I. *Dublirovannyi elektronasosnyi agregat* [The duplicated electric pumping unit]. Patent RU 2160389, 2000, bulletin no. 34.
- [48] Belousov N. I. *Rezervirovannyi elektronasosnyi agregat* [Redundant electric pump unit]. Patent RU 2160390, 2000, bulletin no. 34.
- [49] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2329401, 2008, bulletin no. 20.
- [50] Belousov N. I. *Dublirovannyi elektronasosnyi agregat* [The duplicated electric pumping unit]. Patent RU 2357104, 2009, bulletin no. 15.
- [51] Belousov N. I. *Dublirovannyi elektronasosnyi agregat* [The duplicated electric pumping unit]. Patent RU 2511788, 2014, bulletin no. 10.
- [52] Belousov N. I. *Dublirovannyi elektronasosnyi agregat* [The duplicated electric pumping unit]. Patent RU 2329402, 2008, bulletin no. 20.
- [53] Belousov N. I. *Dublirovannyi elektronasosnyi agregat* [The duplicated electric pumping unit]. Patent RU 2599402, 2016, bulletin no. 28.
- [54] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2162549, 2001, bulletin no. 3.
- [55] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2162548, 2001, bulletin no. 3.
- [56] Electrically driven pump. Patent US 10415582, 2016.
- [57] Electric-motor-driven liquid pump. Patent US 10337513, 2016.
- [58] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2680635, 2019, bulletin no. 6.
- [59] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2642877, 2018, bulletin no. 4.
- [60] Dvirny V. V., Testoedov N. A., Bartenev V. A., Turkenich R. P., Roskin S. M. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pumping unit]. Patent RU 2396464, 2010, bulletin no. 22.

- [61] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2357103, 2009, bulletin no. 15.
- [62] Belousov N. I. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pump unit]. Patent RU 2358161, 2009, bulletin no. 16.
- [63] Electric fuel pump and pump mechanism for a fuel pump. Patent CA 2321608, 2000.
- [64] Yaperov I. F. *Elektronasosnyi agregat* [Electric pumping unit]. Patent RU 45481, 2005, bulletin no. 13.
- [65] Electric fuel pump. Patent US 20170363052, 2017.
- [66] Electric fuel pump. Patent EU 3258096, 2017.
- [67] Electric pump unit. Patent US 10400767, 2015.
- [68] Electric coolant pump. Patent US 10415590, 2016.
- [69] Automotive electric liquid pump. Patent US 10458414, 2014.
- [70] Electric fuel pump uninterrupted power supply. Patent US 10054075, 2017.
- [71] System and method for cold temperature control of an electric oil pump. Patent US 10330096, 2014.

## Сведения об авторах

*Ладыгин Андрей Петрович* – начальник отдела АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнёва в 2004 году. Область научных интересов: разработка и исследование работы агрегатов системы терморегулирования космического аппарата.

*Синиченко Михаил Иванович* – заместитель начальника отдела АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Томский государственный политехнический университет в 1977 году. Область научных интересов: разработка и исследование работы агрегатов системы терморегулирования космического аппарата.

*Синьковский Федор Константинович* – кандидат технических наук, заместитель директора – главный конструктор отраслевого центра крупногабаритных трансформируемых механических систем АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Сибирскую аэрокосмическую академию в 1997 году. Область научных интересов: композиционные материалы, крупногабаритные трансформируемые механические системы, конструкция космического аппарата.

*Усманов Давид Бисенович* – главный специалист отраслевого центра крупногабаритных трансформируемых механических систем по математическому обеспечению АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва».

*Юдина Зоя Алексеевна* – инженер-конструктор 2 категории АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончила Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнёва в 2017 году. Область научных интересов: разработка и исследование работы агрегатов системы терморегулирования космического аппарата.