УДК 681.3.06.14

В. И. СВИРИДОВ, А. А. АНДРЕЕВ

Херсонский филиал Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ

Предложен метод для решения задачи диагностирования насосного оборудования в эксплуатационный период без вывода его из эксплуатации. Проведены экспериментальные исследования вибросостояния насосного оборудования в условиях совместного влияния режимных и эксплуатационных факторов. Уточнены диагностическая модель с учетом вибрационных шумов от рядом установленных и работающих агрегатов и механизмов, а также методика определения зависимости ресурса подшипников качения от значений коэффициентов виброперегрузки. Данный подход позволил определять практически все виды неисправностей и дефектов насосного оборудования в эксплуатационных условиях с учетом влияния особенностей его места расположения и крепления на установившихся режимах работы.

Ключевые слова: *методика диагностирования, подшипники качения и скольжения, насосное оборудование, параметры вибрации, прибор.*

Постановка цели и задачи исследования

Повышение эффективности и качества эксплуатации насосного оборудования (увеличение межремонтной наработки, предотвращение отказов, а соответственно и сокращение затрат труда и средств на его техническое обслуживание и ремонт в период эксплуатации) во многом обеспечивается за счет технического диагностирования. В энергетических установках в качестве основных силовых приводов насосного оборудования, а это в первую очередь, насосы центробежного типа, используется электропривод, как правило, асинхронные электродвигатели.

Вибрационная диагностика, основанная на измерении и последующем анализе параметров сигнала вибрации, является одним из наиболее эффективных функциональных методов технической диагностики судового оборудования. Однако на практике по параметрам вибрации определить истинное техническое состояние насосного оборудования может только квалифицированный специалист, которому при этом требуются соответствующие нормы вибрации.

В настоящее время существует большое количество различных диагностических приборов и систем, которые целесообразно использовать для функционального диагностирования различных судовых машин и механизмов.

Ротора машин и механизмов вращаются в подшипниках качения и (или) подшипниках скольжения, являющихся наиболее механически нагруженными элементами и, как правило, определяющими ресурс работы этих машин и механизмов. Поэтому на судне в условиях эксплуатации диагностированию подшипников уделяется особое внимание.

Проведенный анализ [1–6] показывает, что принцип большинства вибродиагностических методик основан на анализе сигнала вибрации работающих судовых машин и механизмов.

Рассмотрено существующие методы вибродиагностирования подшипников качения и скольжения с **целью** определения наиболее рациональных для судовых машин и механизмов.

Результаты исследования

Диагностика подшипников качения по спектру огибающей вибросигнала является одним из наиболее сложных в настоящее методов их диагностики, если сравнивать их между собой с точки зрения трудоемкости математической обработки и физической интерпретации получаемых результатов.

Метод базируется на двух достаточно простых предпосылках. Во-первых, в зависимости от того, на каком элементе подшипника качения появился дефект (внутренняя или внешняя обоймы, тела качения, сепаратор), частота следования ударов в сигнале (периодичность "обкатывания" дефекта при работе подшипника) будет изменяться. Эта частота однозначно связана с геометрическими размерами подшипника и частотой вращения поддерживаемого им ротора. Во-вторых, после каждого удара в подшипнике будут возникать свободные затухающие колебания, длящиеся достаточно длительное время.

© В. И. Свиридов, А. А. Андреев

Эти колебания должны быть широкополосными (занимать широкий диапазон частот), что необходимо для отстройки метода от помех при помощи перестраиваемых полосовых фильтров.

При использовании этого метода обработка вибросигналов производится следующим образом. При помощи полосового фильтра (аналогового или цифрового) из всего сигнала выделяется узкий диапазон частот. При этом вопрос о конкретном выборе нужной полосы частот отдается "на откуп" пользователю, что сразу же затрудняет работу даже специалисту средней квалификации, не говоря уже о начинающих.

Полученный сигнал детектируется цифровым детектором (строится огибающая сигнала), а от нее берется обычный спектр.

Заключительные результаты о состоянии подшипника делаются на основании анализа соотношения амплитуд "подшипниковых" гармоник в спектре огибающей сигнала. Важно четко понимать то, что полученный спектр строится не по всему сигналу, а только по его узкополосной выборке. Поэтому амплитуды гармоник приводятся не в "точных" значениях виброускорения, а в единицах относительной модуляции сигнала, что также существенно усложняет интерпретацию результатов и итоговую диагностику.

Кроме вышеперечисленных у данного метода есть еще один весьма существенный недостаток, затрудняющий корректное определение остаточного ресурса подшипника. Если дефект возникает на обойме подшипника, а это случается наиболее часто, то на первом этапе его развития наблюдается пропорциональный рост вибрационных признаков. На следующем этапе начинается такой процесс, когда по спектру огибающей сигнала признаки развития дефекта (уровень модуляции сигнала подшипниковыми гармониками) начинают снижаться. Дефект разрастается, а диагностика дает "улучшение" состояния подшипника. Через некоторое время это несоответствие прекращается и восстанавливается пропорциональность между степенью развития дефекта и его признаками в спектре огибающей. Наиболее неприятным здесь является то, что эта "аномальная" зона диагностики может занимать до половины общего времени от момента возникновения дефекта до выхода подшипника из строя.

Физическая картина этого явления достаточно легко объяснима. На первом этапе развития дефекта обоймы вся энергия удара возникает в зоне контакта одного тела качения с зоной дефекта. По мере разрастания зоны возникает такая ситуация, что тело качения проходит зону дефекта, но сила удара уменьшается за счет того, что в это время ротор опирается на два других тела качения, расположенных с двух сторон зоны дефекта. Поскольку они обкатывают обойму вне зоны дефекта, сила удара уменьшается и может, что и наблюдается на практике, снизится в два–три раза. Как результат, система диагностики дает сигнал о как бы пропорциональном улучшении состояния подшипника качения.

Все вышеперечисленные проблемы применения данного метода диагностики (плюс большие сложности, возникающие при задании порогов состояния подшипника по уровню модуляции) существенно ограничивают сферу применения спектра огибающей вибросигнала. Его основное назначение – контроль состояния подшипников наиболее ответственных и дорогих машин и механизмов. Только для них рационально проводить весь комплекс мероприятий, связанных с достаточно частым периодическим контролем, а также с определением корректных норм и порогов состояния. Для массового обследования большого количества подшипников метод малопригоден, т.к. позволяет уверенно выявлять дефекты подшипников только на достаточно поздних этапах их развития. На начальных и промежуточных фазах развития дефектов достоверность получаемых диагнозов уменьшается до 30 – 50 %, что явно недостаточно.

Метод диагностики подшипников качения – по спектру вибросигнала – предполагает использовать для диагностики дефектов подшипников "обычные" спектры вибросигналов. Выполнено достаточно много практических исследований, которые вполне убедительно (внешне) показали возможность применения такого подхода. Однако при внимательном рассмотрении представленных результатов достаточно хорошо видно, что достоверная диагностика этим методом обеспечивается в том случае, когда дефект уже достаточно сильно развит. В основном это происходит тогда, когда остаточный ресурс подшипника составляет 20 – 40 % от гарантированного, а оставшийся срок службы редко превышает несколько недель или месяцев.

Практическое применение данного метода является еще более сложным, чем использование метода диагностики по спектру огибающей. Проблема заключается в том, что в "классическом" спектре вибрации дефектного подшипника очень трудно определить амплитуду "подшипниковых" гармоник, обычно в спектре вибросигнала их просто нет. Именно процедуры полосовой фильтрации, детектирования и получения спектра огибающей предназначены для выявления в сигнале подшипниковых гармоник. В "классическом" спектре появление и развитие дефектов подшипников приводит к появлению некоторых достаточно высокочастотных зон (одной или нескольких), в которых спектр "приподнимается". В этих зонах есть хаотически располо-

женные пики, частотам которых не удается придать осознанный физический смысл. Расположение этих "зон поднятия спектра" не поддается точному описанию, подшипники одной марки дают поднятия в разных зонах, особенно хорошо это видно в оборудовании различной конструкции, или даже одной конструкции, но в разных условиях настройки и даже разных режимах работы. Поиск и идентификация этих зон – абсолютно творческий процесс, который не удается формализовать.

Причина такого проявления дефектов подшипников в спектре становится понятной, если проанализировать какие гармоники в нем отображаются. Основной вес в спектре имеют гармоники тех частот, на которых вибрируют элементы конструкции оборудования после ударов в подшипнике – свободные резонансные частоты. Однако нужно понимать, что в "обычном" спектре видны не частоты следования ударов в подшипнике, а колебания после этих ударов. Эти частоты зависят от очень большого количества параметров, в перечне которых дефекты подшипников качения находятся лишь в самом конце, и то только как просто возбуждающие вибрации удары.

Для диагностики дефектов подшипников по "классическому" спектру может быть применен любой анализатор сигналов, работающий в диапазоне до 5 кГц. Это связано с тем, что зоны поднятия спектра могут находиться в диапазоне часто от 0,5 до 5 кГц. Других требований к анализатору вибросигналов не предъявляется. Теоретическими и методическими вопросами этого метода серьезно никто не занимается.

Метод диагностики подшипников по сравнению мощности сигнала в двух частотных диапазонах начал применяться на практике сравнительно недавно. По мере разработки этого метода он, очевидно, займет свое прикладное место.

Физический смысл метода достаточно прост. Рассчитывается мощность вибросигнала в двух фиксированных диапазонах частот, например, до 1 кГц и выше 14 кГц. Критерием технического состояния подшипника качения является соотношение этих рассчитанных мощностей (СКЗ). Очевидно, что при появлении дефектов будет возрастать высокочастотная составляющая мощности, и чем больше (до определенного соотношения) относительная мощность высокочастотных колебаний, тем сильнее развит дефект подшипника. Низкочастотный диапазон обычно рассматривается стандартный, от 0,01 до 1 кГц. Варианты выбора высокочастотного диапазона, в котором рассчитывается мощность, возможны разные, но диапазон частот от 14 до 28 кГц обычно предлагается чаще всего.

Метод представляется как полностью готовый к применению, но на самом деле его использование затруднительно по двум причинам.

Первая причина связана с методикой проведения измерений на практике. Дело в том, что магнитное крепление датчика позволяет пропускать через себя частоты до 7 кГц, и то в идеале, при установке магнита на шлифованную поверхность. Реально все обстоит гораздо хуже: даже тонкий слой краски или небольшая неровность искажают мощность высоких частот в несколько раз. Таким образом, при использовании магнитного крепления (про щуп речь не идет – там "проходит" всего 2 кГц) частоты выше 5 кГц с приемлемой точностью измерить нельзя. Даже частоты в 10 кГц можно измерить только с применением шпильки и пчелиного воска, используемого в качестве заполнителя неровностей. Измерить частоту в 20 кГц вообще проблематично. Следовательно, метод может быть применен только там, где для снятия данных измерений на контролируемых подшипниках насосного оборудования проведена соответствующая, достаточно тщательная подготовка мест установки вибродатчиков.

Вторая причина носит технический характер, а именно то, что в настоящее время практически отсутствуют приборы для широкого практического применения этого метода.

Метод диагностики подшипников по соотношению СКЗ и пиков в вибросигнале имеет несколько модификаций и наименований, в зависимости от того, какая фирма его доводила до практического внедрения. Одно из распространенных его названий – "метод диагностики с использованием пик-фактора", как это делает фирма "Brüel & Kjær" (Дания).

Физическая основа метода – сравнение СКЗ вибросигнала со значением амплитуд пиков. Чем больше пиковое значение превышает величину СКЗ, т.е. чем больше относительная амплитуда пиков вибрации – ударов, тем сильнее в подшипнике развит дефект, тем он опаснее, тем хуже техническое состояние подшипника. Метод достаточно прост и при правильной реализации технических средств является очень чувствительным, превышающим по своим параметрам все выше описанные методы.

Метод акустической диагностики подшипников качения, т.е. диагностики с использованием свойств и возможностей человеческого уха широко применяется на практике и часто очень эффективен. В настоящее время для этих целей выпускаются электронные стетоскопы.

Метод диагностики подшипников по интенсивности вибрационных колебаний исторически применяют для проверки заводы-изготовители подшипников. Метод имеет две разновидности. В пер-

вой просто определяется интенсивность вибрации (измеряется обычно в децибелах) подшипника на испытательном стенде. Чем выше вибрация, тем хуже техническое состояние подшипника. Во второй модификации метода весь диапазон частот разделяется на три поддиапазона, в каждом из которых рассчитывается интенсивность вибрации. Критерий технического состояния тот же – чем выше интенсивность вибрации, особенно в высокочастотной зоне, тем хуже техническое состояние подшипника.

Для данного метода технически пригодны любые анализаторы вибросигналов, работающие в диапазоне до 5 – 10 кГц.

Проведенные исследования показали, что наиболее оптимальным методом вибродиагностирования подшипников качения и скольжения является метод "огибающей". Это практически единственный метод, который позволяет эффективно диагностировать подшипники как качения, так и скольжения.

Эволюционный метод решения задачи вибродиагностирования

Анализ результатов проведенных исследований показал, что наиболее рациональным методом вибродиагностирования подшипников качения и скольжения является метод "огибающей", который позволяет эффективно диагностировать подшипники как качения, так и скольжения.

С 1992 г. по настоящее время в Российской федерации выпускается прибор типа АЛ–2 (автор – Абдуллаев А.А), показанный на рис. 1, который использует указанный метод.

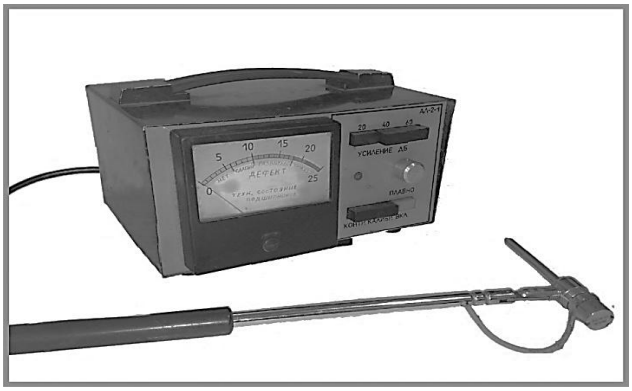

Рис. 1. Прибор типа АЛ–2

Прибор разработан для широкого круга пользователей, даже не являющихся специалистами в области вибродиагностики. Он позволяет по глубине амплитудной модуляции, измеренной на низкочастотном октавном фильтре, который захватывает наиболее информативные частоты подшипников как качения, так и скольжения, более точно определять степень их износа. Прибор использует и другой метод – метод оценки состояния по интегральному (общему) уровню вибрации, что позволяет определять качество смазки подшипников, наступление усталости тел и дорожек подшипника, а также имеет функцию электронного стетоскопа, что увеличивает достоверность полученных результатов дефектации.

На рис. 2 представлена вибрационная характеристика (ВХ) электропривода (ЭП), измеренная в одной и той же реперной точке, в 1/3–октавных полосах частот, по параметру виброускорения в децибелах (дБ), в диапазоне частот от 5 Гц до 10000 Гц, в двух направлениях: ВХ № 1 – радиальная составляющая вибрации L_R; ВХ № 2 – тангенциальная составляющая вибрации L_T.

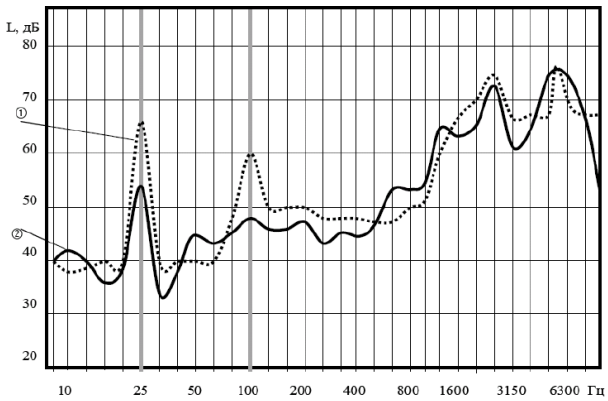

Рис. 2. Вибрационная характеристика асинхронного электродвигателя:
1 – радиальная составляющая вибрации (L_R);
2 – тангенциальная составляющая вибрации (L_T)

Как видно из рис. 2, по ВХ № 1 и ВХ № 2 трудно поставить диагноз при отсутствии норм вибрации ЭП в реперных точках и, следовательно, осуществить идентификацию частот вибрации для определения вида и места дефекта или неисправности.

Для проведения идентификации частот вибрации необходимо иметь на каждую ЭП базу данных: частота вращения ротора, количество и типы подшипников, их типоразмеры, количество щеток и коллекторных колец и т.д. В судовых условиях не всегда возможно иметь эти данные. Поэтому при проведении вибродиагностирования целесообразно использовать подход по автоматической идентификации частот вибрации.

Сложность диагностирования объясняется еще и тем, что, даже при наличии норм вибрации, трудно обеспечить нормированный режим работы судовых машин и механизмов (режим, при котором нормируются ВХ) при проведении вибродиагностирования. Также, в судовых условиях наблюдается флуктуация ВХ, которая вызвана изменением мно-

гих эксплуатационных факторов: нагрузкой, температурой, качеством питающей сети и др.

Результатом исследований есть предложенная методика диагностического контроля в эксплуатационных условиях, которая не требует ретроспективных данных. Она состоит в измерении разницы уровней вибрации в тангенциальном и радиальном направлениях на информативных частотах. Если в результате сравнения уровни вибрации не отличаются больше чем на норму ΔL, тогда насосное оборудование считается в исправном техническом состоянии, а если характеристики превышают установленную норму ΔL, тогда насосное оборудование имеет дефект или неисправность. Зная частоты фильтров, где разница уровней вибрации значительная, можно определить вид дефекта и место неисправности.

При определении предельных значений диагностических параметров для каждого конкретного оборудования принимают начальный порог L_{Hi}, который характеризует его нормальное функционирование. Тогда предельный порог (предельная допустимая величина), который характеризует появление развитого дефекта, как показывает опыт эксплуатации и результаты проведенных исследований, равен L_{Hi} +6 дБ.

В качестве примера проведем диагностирование с использованием предложенного метода (рис. 3).

ВХ № 3 построена как $\Delta L = |L_R - L_T|$. Мы видим, что $L \le 6$ дБ на всех фильтрах анализа ВХ. Таким образом, даже не зная тактико-технических данных ЭП и не проводя идентификацию частот вибрации, можно сделать вывод (поставить диагноз), что ЭП находится в исправном техническом состоянии.

ВХ № 4 измерена в той же реперной точке при неисправном техническом состоянии ЭП. В данном случае $L > 6$ дБ на фильтрах анализа 25 Гц и 100 Гц. Учитывая, что частота вращения ротора ЭП равна 25 Гц, можно сделать вывод, что наблюдается дисбаланс ротора и необходимо произвести подбалансировку. Частота 100 Гц является четвертой гармоникой частоты вращения ротора.

Таким образом, для постановки диагноза ЭП нам потребовалось только знать частоту вращения ротора, которую легко определить по ВХ или осуществить это путем внедрения в измерительный тракт следящего фильтра (рис. 4).

Полученные результаты измерений оформляются в виде ВХ в реперных точках. При этом по оси ординат откладываются уровни виброускорения L, дБ, а по оси абсцисс – средние частоты $F_{ср}$ 1/3–октавных фильтров анализа. Частотный диапазон измерения виброускорения лежал от единиц Гц до 10...15 кГц. Необходимо отметить, что виброметр 2511 позволяет измерять общий уровень виброускорения до 40 кГц.

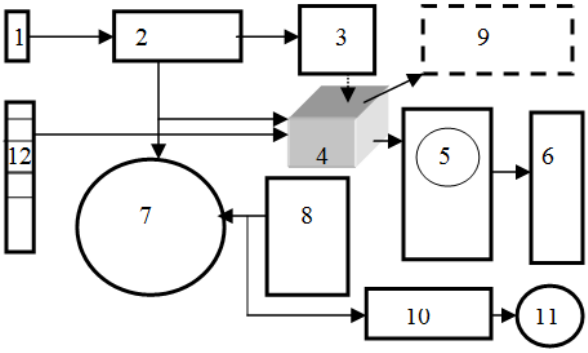

Рис. 4. Блок-схема измерительно-анализирующего тракта: 1 – пъезодатчик; 2 – виброметр 2511; 3 – фильтр 1621; 4 – АЦП–ЦАП; 5 – компьютер; 6 – принтер; 7 – осциллограф; 8 – сигнал-генератор; 9 – исполнительные различные устройства; 10 – усилитель мощности; 11 – пьезовибратор; 12 – различные датчики (температуры, тока нагрузки, тензодатчики, вибрации и др.)

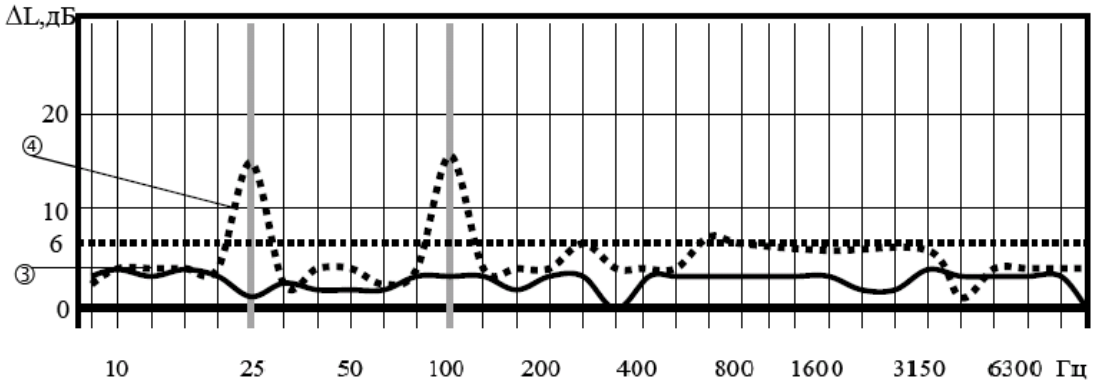

Рис. 3. Вибрационная характеристика асинхронного двигателя:
3 – $\Delta L = |L_R - L_T| \le 6$ дБ при исправном техническом состоянии;
4 – $\Delta L = |L_R - L_T| > 6$ дБ при неисправном техническом состоянии

Методика решения задачи вибродиагностирования

Как показал практический опыт применения прибора типа АЛ–2, а также проведенные теоретические и экспериментальные исследования, он подлежит доработке в следующих направлениях.

1. Полосу высокочастотного третьоктавного фильтра следует уменьшить с 13,5 кГц до 9,0 кГц.

2. Добавить шкалу зависимости остаточного ресурса подшипников качения от интегрального уровня вибрации.

3. Увеличить число низкочастотных полосовых фильтров для электронного стетоскопа.

4. В инструкцию по эксплуатации прибора добавить разработанную методику диагностирования ДВС, в том числе и автомобильных двигателей (дизельных и бензиновых), диагностику подшипников колес автомобиля, колесных пар трамваев и железнодорожного состава.

5. Модернизировать и изготовить прибор типа АЛ–2 на новой электронной элементной базе.

Внедрение предложенных доработок позволит значительно увеличить эффективность диагностирования прибором типа АЛ–2 не только подшипников, но и машин и механизмов в целом.

Данный подход позволил определять практически все виды неисправностей и дефектов насосного оборудования в эксплуатационных условиях с учетом влияния особенностей их места расположения и крепления, а также режимов работы.

Научная новизна работы заключается в разработке новых средств, моделей, методов и методик для идентификации параметров диагностического контроля технического состояния насосного оборудования энергетических установок.

Заключение

Разработана и внедрена методика диагностического контроля насосного оборудования, основанная на измерении разности уровней вибрации и отличающаяся от известных методик, как не требующая учета норм вибрации и ретроспективных данных о вибрационном состоянии оборудования. Предложено устройство, реализующее данный подход к диагностическому контролю методом вибродиагностирования в судовых энергетических установках. На базе этого был усовершенствован прибор типа АЛ–2, позволяющий прогнозировать остаточный ресурс подшипников качения и скольжения с учетом вибрационных помех от рядом работающих машин и механизмов.

Это позволило разработать и внедрить боле совершенную программу диагностирования как насосного оборудования, так и других различных машин и механизмов комбинированными вибрационными методами в судовых и промышленных эксплуатационных условиях.

Усовершенствован метод диагностического контроля подшипников качения и скольжения в энергетических установках с помощью прибора типа АЛ–2, который использует модуляционные характеристики (метод огибающей), путем замены высокочастотного 1/3–октавного фильтра с центральной частотой 13,5 кГц на экспериментально найденный новый фильтр с центральной частотой 8 кГц, что увеличило чувствительность прибора. Это дает возможность, в отличие от известных методов, прогнозировать остаточный ресурс подшипников качения и скольжения с учетом вибрационных помех от рядом работающих машин и механизмов.

Литература

1. Абдулаев, В. А. Вибродиагностирование электрических машин [Текст] / В. А. Абдулаев, А. А. Абдулаев // Проблемные вопросы строительства ВМСУ, развития вооружения и войсковой техники : Сб. научн. трудов. – Севастополь : СВМИ, 1998. – Вып. № 3. – С. 156-162.

2. Абдулаев, А. А. Определение информативных частот при вибродиагностике подшипниковых узлов [Текст] / А. А. Абдулаев, Б. С. Маркитантов // Судоремонт флота рыбной промышленности. – Л. : Транспорт, 1985. – Вып. № 59. – С. 35–37.

3. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования [Текст] / А. А. Александров, А. В. Барков, Н. А. Баркова, В. А. Шафранский. – Л. : Судостроение, 1986. – 276 с.

4. Неразрушающий контроль [Текст] : Справочник / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова и др. ; под общ. ред. В. В. Клюева // В 7 т. В 2 кн. – М.: Машиностроение, 2005. – Кн. 2: Вибродиагностика. – 829 с.

5. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин [Текст] / А. С. Гольдин. – 2–е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2000. – 344 с.

6. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Текст] / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – СПб. : СПбГМТУ, 2000. – 159 с.

7. Воробьев, Ю. М. Применение аддитивно-мультипликативной модели вибраций для оценки технического состояния судовых машин и механизмов [Текст] / Ю. М. Воробьев // Сборник научных трудов АВМС. – Севастополь : АВМС им. П.С. Нахимова, 2010. – Вып. 1 (1). – С. 189–192.

Поступила в редакцию 1.04.2015, рассмотрена на редколлегии 17.06.2015

ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТА КОВЗАННЯ

В. І. Свиридов, А. А. Андрєєв

Запропоновано метод для розв'язання задачі діагностування насосного обладнання в експлуатаційний період без виведення його з експлуатації. Проведено експериментальні дослідження вібростану насосного обладнання в умовах спільного впливу режимних та експлуатаційних факторів. Уточнено діагностичну модель з урахуванням вібраційних шумів від поруч встановлених та працюючих агрегатів і механізмів, а також методику визначення залежності ресурсу підшипників кочення від значень коефіцієнтів віброперевантаження. Даний підхід дозволив визначати практично всі види несправностей і дефектів насосного обладнання в експлуатаційних умовах з урахуванням впливу особливостей їх місця розташування і кріплення при сталих режимах роботи.

Ключові слова: методика діагностування, підшипники кочення і ковзання, насосне обладнання, параметри вібрації, прилад.

VIBRATION DIAGNOSTICS ROLLING AND SLIDING BEARINGS

V. I. Sviridov, A. A. Andrieiev

The method for solving the problem of pumping equipment diagnosing during operational period without removing it from service is proposed. Also experimental studies of vibration condition of pumping equipment in terms of the joint impact of operational factors are conducted. The diagnostic model based on vibration noise from nearby installed and operating units and mechanisms and the method of resource definition depending on the rolling bearings vibration coefficients overload are refined. This approach has allowed to identify virtually all types of faults and defects of pumping equipment in operating conditions with the influence of their location and attachment at constant modes.

Key words: methods of diagnosis, rolling and sliding bearings, pumps, vibration parameters, device.

Свиридов Вячеслав Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры судового машиностроения и энергетики, Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Херсон, Украина, e–mail: sviridov51@mail.ru.

Андреев Артем Андреевич – канд. техн. наук, доцент кафедры теплотехники, Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Херсон, Украина, e–mail: artem_andreev@ukr.net.