

Прогнозирование остаточного ресурса подшипника по уровню вибрации механизма

Р.Н. Исмагилов
начальник¹

Р.Р. Гареев
механик газового промысла №12¹
rستمmp@rambler.ru

В.У. Ямалиев
д.т.н., профессор²

А.А. Мацибора
зам. начальника отдела главного механика¹
a.a.matsibora@gd-urengoy.gazprom.ru

¹УПГУ ООО «Газпром добыча Уренгой»,
Новый Уренгой, Россия

²кафедра «Нефтегазопромысловое
оборудование» ФГБОУ ВПО «УГНТУ»,
Уфа, Россия

Задачу прогнозирования отказов роторного оборудования можно обоснованно свести к вопросу расчета остаточного ресурса его подшипниковых узлов, поскольку практически половина отказов происходит по причине выхода из строя подшипников. Описанная в статье программа позволяет скорректировать прогнозируемые показатели остаточного ресурса подшипника с учетом условий эксплуатации.

Материалы и методы

Программная среда «DELPHI», анализатор «LEONOVA INFINITY», методы вычисления базового и скорректированного расчетного ресурса.

Ключевые слова

подшипник качения, скорректированный остаточный ресурс, эквивалентная динамическая нагрузка, условия эксплуатации, вибродиагностика

Вибродиагностика является наиболее эффективным методом неразрушающего контроля технического состояния (ТС) механизмов роторного типа. Уровень вибрации зависит от того, насколько качественно механизм был спроектирован, собран и установлен, таким образом, между характеристиками вибрации и ТС объекта существует прямая связь. Было установлено, что в 90% случаев событию отказа предшествовало повышение уровня вибрации [1].

Подшипниковый узел во многом определяет эксплуатационные показатели роторных механизмов и, как правило, лимитирует его ресурс. Поэтому мониторинг состояния подшипников является основным и наиболее важным аспектом работ по диагностированию состояния роторного оборудования.

Для практики важным является вопрос об объемах и сроках проведения очередного ремонта и/или об изменении условий эксплуатации оборудования. Для этого необходимо решение задачи прогнозирования остаточного ресурса.

Прогнозирование это предсказание ТС, в котором объект окажется в некоторый будущий период времени [2]. Прогноз позволяет заранее определить реальный срок службы, что способствует организации обслуживания по фактическому ТС (вместо обслуживания по срокам или по ресурсу).

По статистике, наиболее часто возникающих механических повреждений в насосных агрегатах на объектах ООО «Газпром нефтехим Салават», 41% отказов приходится на неисправность подшипников [3]. Для газотурбинных установок компрессорных станций данная цифра увеличивается до 80% [4]. Следует, что надежность роторного оборудования в первую очередь определяется надежностью подшипниковых узлов данного механизма, а значит, задачу прогнозирования остаточного ресурса роторного механизма можно свести к задаче прогнозирования остаточного ресурса подшипников.

Возможность прогнозирования величины остаточного ресурса обеспечивается при одновременном наличии следующих условий [5]:

- известны параметры, определяющие ТС подшипника;
- известны критерии предельного состояния подшипника;
- имеется возможность периодического контроля значений ТС подшипника.

ТС подшипника определяется совместным влиянием большого числа внешних (температура, статическая и динамическая нагрузка, удары, режимы смазывания, скоростные режимы и др.) и внутренних факторов (геометрические параметры рабочих поверхностей деталей, эффективность системы смазывания, условия и режимы эксплуатации и др.). Уровень вибрации (как энергетический показатель) совмещает в себе совокупность данных факторов влияния и несет информацию о ТС и уровне развития повреждений подшипника.

При вибродиагностировании в качестве основного параметра для оценки ТС подшипника используется общее среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости V , мм/с. Основанием служит принцип, по которому факторы, вызывающие погрешность вращения подшипника, также вызывают динамическую вибрацию элементов подшипника. Но, как показывает практика, стандартная методика вибромониторинга, базирующаяся на анализе виброскорости, не может быть использована для оценки изменения ТС механизма в целом и непригодна для раннего обнаружения и идентификации дефектов подшипниковых узлов [4].

Опыт эксплуатации подшипников показывает, что если на агрегат монтируется бездефектный подшипник, то основные причины его выхода из строя распределяются приблизительно следующим образом: 40% — нарушение смазки, 30% — нарушения сборки и монтажа, 20% — неправильное применение, повышенная вибрация и др., и только 10% — естественный износ [6].

Основным видом технического обслуживания (ТО) становится замена смазки подшипников по ее состоянию на основе результатов измерений ударных импульсов — примерно 75–90% всех работ по ТО [7], однако в этом случае также используются технологии безремонтного восстановления состояния изношенных подшипников путем добавления в смазку специальных присадок.

Анализ условий эксплуатации проводят с целью определения возможности достоверного прогнозирования остаточного ресурса оборудования, выявления наиболее информативных параметров и источников получения исходных данных, необходимых для расчета [8]. Условия эксплуатации являются определяющими факторами надежной, долговечной и безотказной работы подшипника, и в решении задачи прогнозирования ресурса следует принимать во внимание степень и качество смазки тел качения.

Напомним, что ресурс — число оборотов, которое одно из колец подшипника делает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости металла одного из колец или тел качения [9].

Расчет базового расчетного ресурса подшипника [9] определяется по эмпирической зависимости при 90%-ной надежности (отсюда в обозначении индекс $10 = 100 - 90$):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad (\text{млн. оборотов}), \quad (1)$$

где P — эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (радиальная P_r или осевая P_o), Н; C — базовая динамическая грузоподъемность (радиальная C_r или осевая C_o), Н; k — показатель степени ($k = 3$ для шариковых и $k = 10/3$ для роликовых подшипников).

Эквивалентная динамическая нагрузка [9] — это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Для радиальных и радиально-упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных

и упорно-радиальных — центральная осевая нагрузка. Из формулы (1) следует, что при увеличении эквивалентной нагрузки вдвое расчетная долговечность уменьшается для шарикоподшипников в 8 раз. Поэтому необходимо как можно точнее знать о действующих на подшипник нагрузках и не вводить в расчет произвольных коэффициентов, завышающих или занижающих действующие усилия.

Расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки [9] производится по формуле:

$$P = (V \times X \times F_r + Y \times F_a) \times K_B \times K_T \quad (2)$$

где X , Y — коэффициенты динамической радиальной и осевой нагрузки соответственно; F_r и F_a — фактическая радиальная и осевая нагрузки на подшипник соответственно; V — коэффициент вращения вектора нагрузки; K_B — коэффициент безопасности; K_T — температурный коэффициент.

На примере схематически изображенного насоса (Рис. 1) показаны суммарные нагрузки на подшипниковые опоры (F_{p1} и F_{p2}), равные по величине, но противоположные по направлению.

Сила тяжести ротора (статическая нагрузка F_g), присутствующая всегда, и центробежные силы инерции, присутствующие при вращении ротора (динамическая нагрузка F_d), рассчитываются по формуле:

$$F_p = F_g + F_d = m_p \times g + F_d, \quad (3)$$

где m_p — масса ротора; g — ускорение свободного падения.

Расчет динамической нагрузки, исходя из второго закона Ньютона, производится по формуле:

$$F_d = m_p \times a_p, \quad (4)$$

где m_p — масса ротора, a_p — виброускорение ротора.

Но в производственных условиях провести замер виброускорения ротора в процессе эксплуатации механизма весьма затруднительно. Поэтому установлены эмпирические зависимости СКЗ виброускорения корпуса от центробежных сил инерции, вызываемые несбалансированными массами вращающегося ротора. Это позволяет определить по СКЗ виброускорения корпуса механизма степень загруженности подшипниковых опор ротора. Для этого на рабочих колесах роторного оборудования ООО «Газпром добыча Уренгой» производилась установка пробных грузов различных масс с регистрацией параметров вибрации. Для частоты экспериментов насосное и вентиляционное оборудование при необходимости проходило предварительную центровку и балансировку. При вращении вала пробный груз создает дополнительную нагрузку на подшипниковую опору, равную центробежной (радиальной) силе инерции массы пробного груза, согласно приведенной формуле [1]:

$$F_r = m \times \omega^2 \times r, \quad (5)$$

где m — масса пробного груза, ω — угловая скорость вращения рабочего колеса; r — расстояние установки пробного груза от оси вращения.

На Рис. 2 представлена полиномиальная аппроксимация эмпирической зависимости, полученная по результатам замеров СКЗ виброускорения на примере вентиляторов марки ВЦ4-70-16, которая выражена формулой:

$$A = 0,115 \times Fr^2 - 0,123 \times Fr + 0,329, \quad (6)$$

или

$$Fr = (|0,87 \times A - 2,57|)^{0,5} + 0,53 \text{ (кН)}. \quad (7)$$

Зависимость (1) предполагает максимальный ресурс подшипника в идеальных условиях эксплуатации, без учета влияния дополнительных факторов производства, сокращающих долговечность подшипника многократно. Поэтому на практике предпочтительнее расчет ресурса для различных уровней надежности и/или для специальных свойств подшипников и условий эксплуатации [9]:

$$L_{10a} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_{10}, \quad (8)$$

где a_1 — коэффициент надежности; a_2 — коэффициент конструкции подшипника; a_3 — коэффициент условий работы (или смазки).

Окончательная формула скорректированного остаточного ресурса подшипника на примере вентиляторов марки ВЦ4-70-16 имеет вид:

$$L_{10a} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{Cr}{(VX((27,5 \times A - 81,3)^{0,5} + 530) + YF_a)K_B K_T} \right)^3 \quad (9)$$

Для наглядности на Рис. 3 представлена графическая зависимость прогнозируемого ресурса подшипника № 3522 от СКЗ виброускорения для вентиляторов марки ВЦ4-70-16 при спокойном режиме эксплуатации, температуре 75°C и максимальной степени смазки тел качения.

При расчетах возникают сложности ввиду необходимости проведения громоздких вычислений и поиска индивидуальных

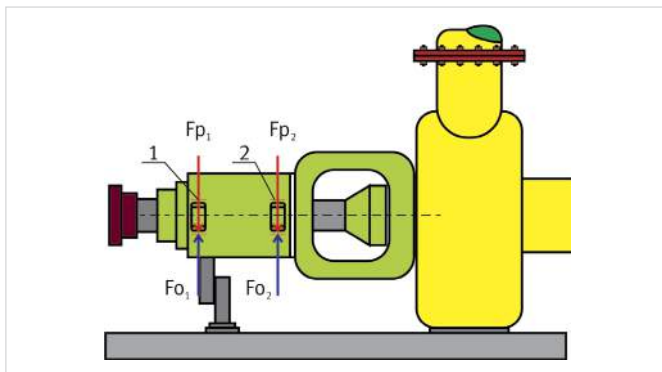


Рис. 1 — Схема действия сил в подшипниковых опорах механизма

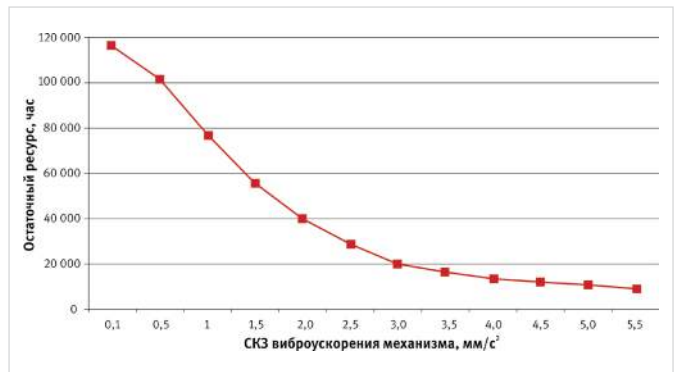


Рис. 3 — Пример зависимости ресурса подшипника №3522 от СКЗ виброускорения для вентиляторов марки ВЦ4-70-16

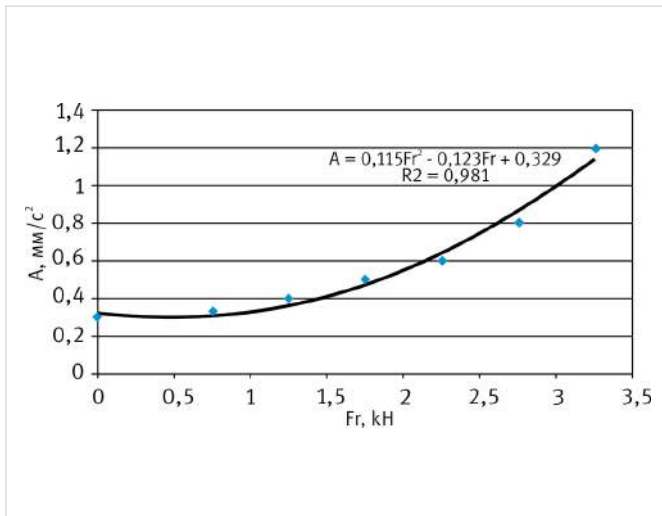


Рис. 2 — Полиномиальная аппроксимация эмпирической зависимости СКЗ виброускорения от степени нагрузки на подшипники на примере вентиляторов марки ВЦ4-70-16

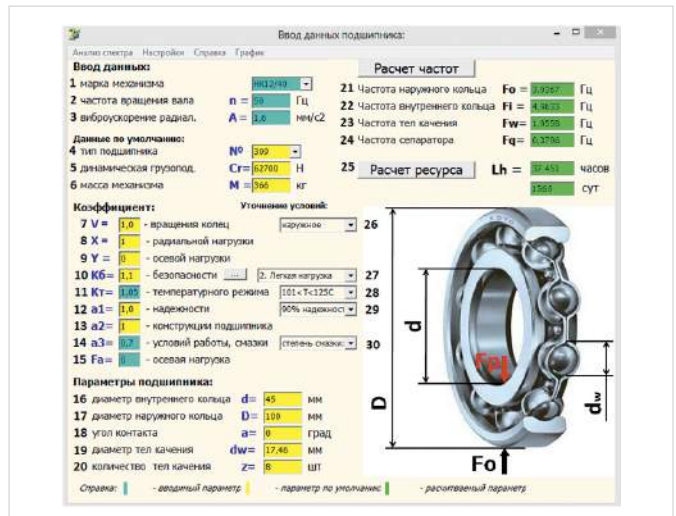


Рис. 4 — Программа коррективы остаточного ресурса подшипника

справочных значений соответствующих коэффициентов и параметров представленной формулы (9) для каждой марки механизма. С целью облегчения расчетов была разработана программа на языке программирования «DELPHI» (Рис. 4), позволяющая скорректировать остаточный ресурс подшипника в зависимости от условий его работы, а также произвести при необходимости спектральный анализ для поиска причины дефектного состояния.

В основном окне программы после выбора марки механизма (поз.1) автоматически по умолчанию задаются следующие параметры: частота вращения вала (поз.2); марка установленного в соответствующем узле подшипника (поз. 4) и масса механизма (поз.6). После выбора марки механизма автоматически устанавливаются параметры применяемых подшипников: динамическая грузоподъемность (поз. 5) и габаритные характеристики, диаметр внутреннего кольца (поз. 16), наружного кольца (поз.17); угол контакта тел качения (поз.18); диаметр и количество тел качения (поз.19, 20).

Данные параметры необходимы для спектрального анализа путем расчета частот [1]: перекачивания тел качения по наружному кольцу (поз. 21) и внутреннему кольцу (поз. 22); вращения тел качения (поз. 23) и сепаратора (поз. 24).

Корректировка долговечности подшипника L_h (поз. 25) производится согласно формуле (9), где значения коэффициентов, приведенных ниже, устанавливаются программой по умолчанию, но при необходимости могут уточняться пользователем в зависимости от изменения условий эксплуатации [9]:

1. Коэффициент вращения (поз. 7) колец подшипника (по умолчанию $V=1$ соответствующий вращению внутреннего кольца подшипника относительно неподвижного наружного). Для иных условий, т.е. при вращении наружного кольца ($V=1,2$), изменение можно произвести в графе «уточнение условий» (поз. 26).
2. Коэффициенты динамической радиальной X (поз.8) и осевой нагрузки Y (поз.9), значения которых задаются программой в зависимости от типа

подшипника (поз. 4).

3. Коэффициент безопасности (поз. 10), учитывающий влияние динамических условий работы подшипника (для спокойной нагрузки по умолчанию $K_B=1$). Для различного характера нагрузки и области применения, в программе в графе «уточнение условий» реализован выбор значения коэффициента безопасности (поз. 27), согласно Таб. 1 [9].
4. Коэффициент температурного режима K_T (поз. 11) определяется в зависимости от рабочей температуры подшипника (поз. 28), согласно таблице 2 [9].
5. Коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности (поз. 12), определяемый согласно таблице 3 (поз. 29), выражает вероятность того, что данный подшипник достигнет или превысит расчетный ресурс [9].
6. Коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств и конструкции подшипника (поз. 13), устанавливается заводом изготовителем при применении специальных материалов и/или специальных процессов производства, и/или специальной конструкции (по умолчанию $a_1=1$) [9].
7. Коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы (поз.14) подшипника (степень и качество смазки, наличие инородных частиц и условий, вызывающих изменения свойств материала) [9]. Различные источники нормируют уровень смазки подшипника, но не дают однозначного ответа на вопрос влияния степени смазки на долговечность подшипника. Для характеристики степени смазки подшипника использован параметр «LUB», реализованный в анализаторе «LEONOVA INFINITY» [10] шведской компанией «SPM». Число «LUB» принимает значение в относительных единицах от 6 до 0, его математический расчет производится на основании замера уровня ударных импульсов в децибелах [10].

Авторами предложено принять нормированную степень смазки по 7 – бальной шкале

показателя «LUB» (где 0 — отсутствие смазки, 6 — полная смазка), для расчета прогнозируемого ресурса подшипника, путем сопоставления с коэффициентом смазки a_3 согласно Таб. 4 (поз.30).

Для подшипника № 309, установленного на насосе марки НК-12/40, при фактических условиях эксплуатации был скорректирован остаточный ресурс (Рис. 4), который составил 37451 час (это значит, что при данных условиях эксплуатации исследуемый подшипник максимально может прослужить 1560 суток). Теоретические результаты не противоречат полученным практическим данным по реальной наработке на отказ подшипников качения насосного и вентиляционного оборудования в ООО «Газпром добыча Уренгой», которые при обычном режиме эксплуатации составляют 30000–50000 ч.

Итоги

Полученная аналитическая зависимость (9) позволяет корректировать остаточный ресурс подшипника L_h в зависимости от его конструктивных особенностей, условий эксплуатации (температура, смазка), режима нагрузки и уровня вибрации механизма. Реализация расчета данной формулы в виде программы с загруженными справочными данными для различных марок механизмов и подшипников позволяет максимально автоматизировать процессы вычисления остаточного ресурса и определения фактического состояния подшипникового узла, что особо актуально на производстве в условиях ограниченного времени и различного уровня квалификации обслуживающего и ремонтного персонала.

Выводы

Уточнение остаточного ресурса подшипника математически описанными параметрами фактических условий эксплуатации роторного механизма значительно повышает вероятность получения достоверного прогноза.

Список используемой литературы

1. Данилин Н.Н., Абдулаев А.А., Воробьев Ю.М., Свиридов В.И. Предельные уровни вибраций, остаточный ресурс корабельных машин и механизмов // Збірник наукових праць СНУЯЕтаП. 2012.

Характер нагрузки	КБ	Область применения
Спокойная нагрузка	1,0	Редукторы и приводы. Приводы управления.
Легкие толчки (до $1,25 \times Q_{ном}$)	1,0 – 1,2	Зубчатые передачи. Легкие вентиляторы.
Умеренные толчки (до $1,5 \times Q_{ном}$)	1,3 – 1,5	Редукторы.
Тоже в условиях повышенной надежности	1,5 – 1,8	Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели.
Значительные толчки и вибрация (до $2 \times Q_{ном}$)	1,8 – 2,5	Зубчатые передачи. Кривошипно-шатунные механизмы. Мощные вентиляторы.
Нагрузка с сильными ударами (до $3 \times Q_{ном}$)	2,5 – 3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы.

Таб. 1 — Значение коэффициента безопасности в зависимости от характера нагрузки и условий применения

Таб, С°	≤ 100	≤ 125	≤ 150	≤ 175	≤ 200	≤ 225	≤ 250
КТ	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Таб. 2 — Значение коэффициента температурного режима в зависимости от рабочей температуры подшипника

Надежность, %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Значение коэффициента a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таб. 3 — Значение коэффициента в зависимости от надежности подшипника

Значение параметра смазки «LUB»	0	1	2	3	4	5	6
Коэффициент a_3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	1,0

Таб. 4 — Зависимость коэффициента от параметра смазки «LUB»

- Випуск 3 (43). С. 20–28.
2. ГОСТ 27.002-89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
3. Прахов И.В. Оценка поврежденности насосных агрегатов по значениям параметров гармоник токов и напряжений электропривода: дис. канд. техн. наук. Уфа, 2011. С. 59.
4. Соколова А.Г., Балицкий Ф.Я. Вибромониторинг машинного оборудования и раннее обнаружение эксплуатационных повреждений // Вестник научно-технического развития. 2008. № 7 (11). С. 45–50.
5. РД 26.260.004-91 Методические указания. Прогнозирование остаточного ресурса оборудования по изменению параметров его технического состояния при эксплуатации.
6. Костюков В.Н. Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования. Омск: ОмГТУ, 2002. 108 с.
7. Барков А.В. Диагностика и прогнозирование технического состояния подшипников качения по их виброакустическим характеристикам // Судостроение, 1985. № 3. С. 21–23.
8. Закирничная М.М., Девятков А.Р. Прогнозирование долговечности рабочих колес центробежных насосных агрегатов при перекачивании тяжелых нефтепродуктов // Нефтегазовое дело. 2011. №6. С. 420–438. Режим доступа: http://ogbus.ru/authors/Zakirnichnaya/Zakirnichnaya_3.pdf.
9. ГОСТ 18855-94 Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).
10. Ямалиев В.У., Гареев Р.Р. Оптимизация системы диагностирования динамического оборудования на установках комплексной подготовки газа // Газовая промышленность. 2012. №12. С. 91–93.

ENGLISH

DIAGNOSTICS

Residual bearing life prediction by the vibrations level of mechanism

UDC 620.1

Author:

Rustam N. Ismagilov — chief¹

Rustem R. Gareev — mechanic (engineer) GP-12¹; rustemmp@rambler.ru

Vil U. Yamaliev — Sc.D., professor²

Andrey A. Matsibora — deputy of chief¹; a.a.matsibora@gd-urengoy.gazprom.ru

¹UGPU Gazprom dobycha Urengoy, Novy Urengoy, Russian Federation

²Department of Oil and gas production equipment, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation

Abstract

The task of predicting failure rotary equipment can reasonably be reduced to the issue of calculating the residual life of its bearings, as almost half of the failures have to because of the failure of the bearing assemblies. The described program allows correct predicted parameters of bearing life, under the influence of practical operating conditions in the workplace.

Materials and methods

Software environment “DELPHI”, analyzer “LEONOVA INFINITY”, methods

of calculating basic and adjusted estimated resource.

Results

The resulting analytical dependence (9) allows adjust the remaining service life of the bearing L_h , depending on its design features, operating conditions (temperature, lubrication), load conditions and vibration level of mechanism. Implementation of calculation this formula as a program loaded with reference data for various brands of gears and bearings allows to automate process of calculating residual resource and definition actual condition of the bearing assembly, which

is especially relevant in the production of a limited time and varying skill levels of service and maintenance personnel.

Conclusions

Clarification residual life of the bearing mathematically described parameters of the actual operating conditions of rotary mechanism significantly increases the probability of obtaining a reliable forecast.

Keywords

rolling bearings, corrected residual life, equivalent dynamic load, operating conditions, vibration diagnostics

References

1. Danilin N.N., Abdulaev A.A., Vorob'ev Yu.M., Sviridov V.I. *Predel'nye urovni vibratsiy, ostatochnyy resurs korabel'nykh mashin i mekhanizmov* [Limits level of vibration, residual life of ship mechanisms and machinery]. *Zbl'mnik naukovih prats SNUYaEtaP*, 2012, issue 3 (43), pp. 20–28.
2. GOST 27.002-89 Industrial product dependability. General principles. Terms and definitions.
3. Prahov I.V. *Otsenka povrezhdennosti nasosnykh agregatov po znacheniyam parametrov garmonik tokov i napryazheniy elektroprivoda* [Damage assessment of pumping units for parameter values harmonic currents and voltages electric driver]: dissertation of ph.d. Ufa, 2011, pp. 59.
4. Sokolova A.G., Balitskiy F.Ya. *Vibromonitoring mashinnogo oborudovaniya i rannee obnaruzhenie ekspluatatsionnykh povrezhdeniy* [Vibration monitoring of machinery equipment and early detection of operational damages]. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*. 2008, issue 7 (11), pp. 45–50.
5. Guidance document 26.260.004-91 Guidelines. Prediction of residual service life equipment by modify parameters of its technical condition during operation.
6. Kostyukov V.N. Naumenko A.P. *Prakticheskie osnovy vibroakusticheskoy diagnostiki mashinnogo oborudovaniya* [Practical bases of vibroacoustic diagnosis of machinery equipment]. Omsk: Omsk State University, 2002, 108 p.
7. Barkov A.B. *Dagnostika i prognozirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov kacheniya po ikh vibroakusticheskim kharakteristikam* [Diagnostics and forecasting technical condition of rolling bearings by their vibroacoustic characteristics]. *Sudostroenie*, 1985, issue 3, pp. 21–23.
8. Zakirnichnaya M.M., Devyatov A.R. *Prognozirovaniye dolgovechnosti rabochikh koles tsentrobezhnykh nasosnykh agregatov pri perekachivani tyazhelykh nefteproduktov* [Predicting durability of impellers of centrifugal pumps for pumping heavy oil] // Oil and gas business, 2011, issue 6, pp. 420–438. Available at: http://ogbus.ru/authors/Zakirnichnaya/Zakirnichnaya_3.pdf
9. GOST 18855-94 Rolling bearings. Dynamic load ratings and rating life.
10. Yamaliev V.U., Gareev R.R. *Optimizatsiya sistemy diagnostirovaniya dinamicheskogo oborudovaniya na ustanovkakh kompleksnoy podgotovki gaza* [Optimizing diagnostic system of dynamic equipment on complex gas treatment plants]. *Gazovaya promyshlennost'*, 2012, issue 12, pp. 91–93.