

УДК 62-137

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ НЕФТЕГАЗОВОГО КОМПЛЕКСА

¹Паранук А.А., ²Меретуков М.А., ¹Величко Е.И.,
²Кохужева Р.Б., ¹Румянцев С.В., ¹Субочев О.Г.

¹ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», Краснодар,
e-mail: rambi.paranuk@gmail.com;

²ФГБОУ ВО «Майкопский государственный технологический университет», Майкоп

В работе предлагается математическая модель и методика определения неисправности по результатам вибродиагностики (анализ виброграмм). Авторами предложен новый подход к проблеме диагностики центробежного насосного оборудования нефтегазового комплекса. В основе предложенной модели и методики заложены физические основы взаимодействия подвижных элементов, к которым можно отнести вал и подшипники (качения и скольжения), а также в данных моделях учитываются гидродинамические характеристики масляного слоя на границе контакта вала с подшипником. В рамках данной работы приводится полное описание основных узлов насосного оборудования. Приведен анализ основных видов неисправностей, с которыми сталкиваются специалисты, которые занимаются эксплуатацией центробежного насосного оборудования. Установлены основные требования, предъявляемые к существующим математическим моделям и методикам. Данная работа является своего рода обзором предлагаемой модели и методики с непосредственным описанием основополагающих выражений и методов, включающих предлагаемое решение. Для правильной постановки диагноза исследуемого оборудования авторами применен вероятностно-статистический метод принятия решения (метод Байеса), который имеет обширную базу применения в различных отраслях науки и техники, а также широко применяется в рамках технической диагностики и неразрушающих методов контроля оборудования.

Ключевые слова: вибрация, дефекты, нагрев подшипников, математические модели, вибродиагностика, виброграммы, нарушения гидродинамики потока

DEVELOPMENT OF VIBRODIAGNOSTICS METHODOLOGY FOR CENTRIFUGAL PUMPING UNITS FOR THE OIL AND GAS COMPLEX

¹Paranuk A.A., ²Meretukov M.A., ¹Velichko E.I.,
²Kokhuzheva R.B., ¹Rumyantsev S.V., ¹Subochev O.G.

¹Kuban State Technological University, Krasnodar, e-mail: rambi.paranuk@gmail.com;

²Maykop State Technological University, Maykop

This paper proposes a mathematical model and a method for determining a malfunction based on the results of vibration diagnostics (analysis of vibrograms). The authors proposed a new approach to the problem of diagnostics of centrifugal pumping equipment in the oil and gas complex. The proposed model and technique are based on the physical foundations of the interaction of moving elements, which include the shaft and bearings (rolling and sliding), and these models also take into account the hydrodynamic characteristics of the oily layer at the boundary of the contact between the shaft and the bearing. Within the framework of this work, a complete description of the main components of the pumping equipment is provided. An analysis of the main types of malfunctions faced by specialists who operate centrifugal pumping equipment is presented. The basic requirements for the existing mathematical models and techniques have been established. This work is a kind of overview of the proposed model and methodology, with a direct description of the underlying expressions and methods, including the proposed solution. For the correct diagnosis of the equipment under study, the authors applied the probabilistic-statistical method of decision-making (Bayesian method), which has an extensive application base in various branches of science and technology, and is also widely used in the framework of technical diagnostics and non-destructive methods of equipment control.

Keywords: vibration, defects, heating of bearings, mathematical models, vibration diagnostics, vibrograms, violations of flow hydrodynamics

Исследования центробежного насосного оборудования нефтегазовой промышленности России выявили основные виды неисправности, с которыми повсеместно сталкиваются специалисты отрасли. Для своевременного предупреждения и правильной индикации неисправностей, которые возникают в насосных агрегатах непосредственно при эксплуатации, необходимо совершенствовать существующие методы анализа и математические модели для опре-

деления дефектов насосного оборудования по результатам вибродиагностики. В частности, разрабатываемые математические модели должны быть более совершенны, в них необходимо учитывать физические основы взаимодействия подвижных элементов, к которым можно отнести вал и подшипники (качения и скольжения), а также в данных моделях учитываются гидродинамические характеристики масляного слоя на границе контакта вала с подшипником [1].

Самыми распространёнными неисправностями насосного оборудования являются:

- нарушения соосности валов;
- нарушения жесткости опорной системы;
- дефекты подшипников скольжения;
- дефекты подшипников качения;
- нарушения гидродинамики потока;
- вибрация электрических машин электромагнитного происхождения.

Анализ источников, посвященных проблеме обнаружения неисправности подшипников качения насосного оборудования, позволил выявить самые распространённые, которые в большей степени встречаются в эксплуатационных условиях нефтегазового комплекса. Выделим, что неисправности подшипниковых узлов могут быть связаны со спаренными подшипниками (радиальными и радиально-упорными) при условии нероботоспособности обоих.

При анализе подшипника качения обнаружено, что основные узлы и детали подшипников могут иметь цвета побежалости, и особенно они ярко выражены на обоймах и шариках, трещины и вырывы, а также, возможно, некоторые шарики могут быть расколоты.

Следующий вид неисправности проявляется себя при работе насоса: индикатором данной неисправности является вибрация насоса, которая может сопровождаться постукиванием в подшипнике, а также возможен нагрев. Основной причиной анализируемой неисправности является выработка ресурса сепаратора одного из подшипников (либо обоих) или выработка посадочного места подшипника в картере.

Другой вид неисправности спаренных радиально-упорных подшипников появляется тогда, когда подшипник рассыпался. При этом ротор получил свободное осевое перемещение, и насос начал сильно вибрировать. Электропривод насоса отключился из-за перегрузки [1].

В случаях, когда подшипник сильно греется и насос вибрирует, как следствие, его перегрузка может привести к отключению электропривода [1]. Причиной, которая могла повлечь появление данной неисправности, является проворот внутренней обоймы подшипника на валу.

Нагрев подшипников и вибрация насоса указывают на полный или частичный выход из строя подшипников, и поэтому требуется немедленное выключение насоса [1, 2].

Для правильного определения неисправности исследуемого насосного оборудования необходима разработка более совершенных моделей, использующих штатные системы мониторинга и вибродиагностики и позволяющих прогнозировать возможные неисправности и повреждения деталей и узлов, опирающиеся на статистические модели оценки неисправности конкретного узла или детали исследуемого насосного оборудования.

Цель исследования – совершенствование математической модели и методики диагностики неисправностей насосного оборудования для нефтегазового комплекса.

Материалы и методы исследования

Материалы и методы исследования – математическое моделирование и вероятностно-статистические методы принятия решений при анализе неисправности насосного оборудования.

Авторская методика вибродиагностического исследования

центробежного насосного агрегата

Авторами в работах [3, 4] предлагается оригинальная модель, которая включает в себя все необходимые элементы, которые позволяют оценить неисправность насосного оборудования по результатам вибродиагностики (виброграммы).

Основополагающим в предложенной модели является характеристическое (векторное) уравнение [3, 4]:

$$(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2)(-m_2\omega^2 + k_1 + k_2)(-m_3\omega^2 + k_3) - k_2^2(-m_3\omega^2 + k_3) - k_3^2(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2) = 0, (1)$$

где m_1, m_2, m_3 – масса корпуса, вала, подшипника; ω – частота, измеряемая вибрографом; k_1, k_2, k_3 – коэффициенты жесткости корпуса, вала, подшипника соответственно.

Из выражения (1) при преобразованиях и раскрытии скобок можно получить уравнение третьей степени вида

$$(x - \omega_1^2)(x - \omega_2^2)(x - \omega_3^2) = x^3 + ax^2 + bx + c = 0, (2)$$

Для решения выражения (2) произведем преобразования путем замены переменной $x = \omega^2$ [2, 3]:

$$-\omega_1^2 - \omega_2^2 - \omega_3^2 = a = -\left(\frac{k_2 + k_3}{m_2} + \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_3}{m_3}\right), (3)$$

$$\omega_1^2 \omega_2^2 + \omega_2^2 \omega_3^2 + \omega_1^2 \omega_3^2 = b = \left(\frac{(m_1 + m_2 + m_3)k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3} + \frac{(m_2 + m_3)k_1 k_3}{m_1 m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right), \quad (4)$$

$$-\omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2 = c = -\frac{k_1 k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3}. \quad (5)$$

Тогда получим $y = x + \frac{a}{3}$, выражение (3) принимает вид $y^3 + py + q = 0$, где $p = -\frac{a^2}{3} + b$; $q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{ab}{3} + c$.

$$\text{Проверим условие } Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2 < 0.$$

Это так называемый «неприводимый случай», в котором формулы Кардано для корней кубического уравнения могут иметь следующие (тригонометрические) представления [4]:

$$y_1 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}, \quad (6)$$

$$y_2 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{2\pi}{3}\right);$$

$$y_3 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{4\pi}{3}\right), \quad (7)$$

$$\cos \alpha = -\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}}. \quad (8)$$

Из выражений (6)–(8) при условиях, что $p < 0$ и $Q < 0$, которые равносильны тому, что $|\cos \alpha| < 1$, случай $Q = 0$, то есть $\cos \alpha = 1$ [3, 4]. Тогда выражения (6)–(8) примут вид [2–4]:

$$\omega_1^2 = -\frac{a}{3} + 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}, \quad (9)$$

$$\omega_2^2 = -\frac{a}{3} + 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{2\pi}{3}\right), \quad (10)$$

$$\omega_3^2 = -\frac{a}{3} + 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{4\pi}{3}\right). \quad (11)$$

Для выражений (9)–(11) принимаем

$$\alpha = \arccos \left(-\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}} \right)$$

с учетом интервала $0 < \alpha < \pi$, для общего сведения тригонометрическое представление корней имеет вид

$$y_{1,2,3} = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\alpha \pm 0, \frac{2\pi}{3} \right).$$

Это проверяется непосредственной подстановкой и использованием тождества $\cos^3 x = \frac{1}{4}(\cos 3x + 3\cos x)$.

$$\text{Тогда } \cos \alpha = -\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}} < 1,$$

то есть $\left(\frac{q}{2}\right)^2 < \left(-\frac{p}{3}\right)^3$, при $Q < 0$.

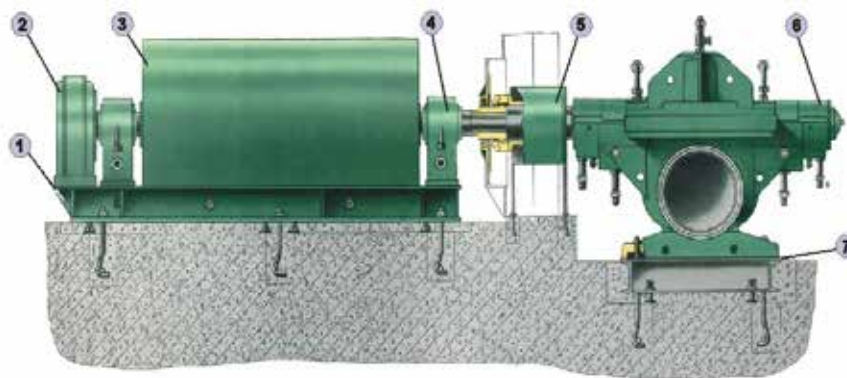
Случай же $Q = 0$, то есть $\cos \alpha = 1$, то $\alpha = 0$ и $y_2 = y_3 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{2\pi}{3}$. Это кратность корней вырождения [4].

Сущность предложенной модели заключается в отслеживании изменений по результатам вибродиагностики (виброграмм), а также определений k_p, k_2 и k_3 – жесткости упругих соединений для насосного оборудования [3, 5]. Схема насосного агрегата приводится на рисунке, где отмечены основные узлы и детали, которые необходимо диагностировать и определять неисправности, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации.

Данные критериальные коэффициенты (k_p, k_2 и k_3) характеризуют определенный узел насосного оборудования, и по изменению их значения возможно определение неисправности в данном узле насосного агрегата.

В работах [2, 3] дается более полное описание и разъяснение физического смысла данных критериев, поэтому в данной работе мы их приводить не будем.

Для правильной постановки диагноза необходимо применить один из методов распознавания. Одним из самых распространенных методов распознавания является метод Байеса, который позволяет поставить правильный диагноз неисправности насосного оборудования. При анализе методов технической диагностики стоит особо выделить метод Байеса, который в полной мере позволяет через свое основное уравнение определить вероятность наступления определенного события благодаря анализу косвенных параметров (данных) [6].



Центробежный насосный агрегат:

- 1) рама электродвигателя; 2) возбудитель; 3) электродвигатель;
4) подшипник электродвигателя; 5) муфта; 6) насос; 7) фундамент

Анализируя сопутствующие косвенные (критериальные) признаки по формуле (12), вычисляем вероятность подтверждения данного диагноза.

В основу метода Байеса положено уравнение

$$P\left(\frac{D_i}{K_j}\right) = P(D_i) \cdot P\left(\frac{K_j}{D_i}\right) \div P(K_j), \quad (12)$$

где i – данная гипотеза; D_i – диагноз; $P\left(\frac{D_i}{K_j}\right)$ –

вероятность диагноза D_i после того как стало известно K_j (апостериорная вероятность диагноза); K_j – признак, встречающийся при диагнозе D_i ; $P(D_i)$ – априорная вероятность диагноза D_i , полученная по статисти-

ческим данным; $P\left(\frac{K_j}{D_i}\right)$ – вероятность по-

явления признака K_j у насоса с состоянием D_i ; полная вероятность, т.е. вероятность наступления признака K_j с любой из гипотез. Следующий этап – это построение диагно-

стической матрицы. По признакам $P\left(\frac{K_j}{D_i}\right)$

была обработана статистическая информация по повреждениям насосного оборудования исследуемого объекта [5, 6].

Рассмотрим метод Байеса на примере исследования вероятности возникновения различных состояний неисправности, которые сопряжены с сигнализирующими о них признаками.

При анализе центробежного насосного оборудования нефтегазового комплекса можно выделить неисправности подшипников качения. Неисправности подшипников качения характеризуются двумя признаками: K_1 – сокращенный выбег ротора двигателя и K_2 – увеличенная вибрация двигателя. Данные признаки при проявлении свидетельствуют о заклинивании тел качения подшипника из-за ухудшения условий смазки (состояние D_1), либо касанием ротора о корпус двигателя из-за интенсивной раскатки наружной обоймы (состояние D_2), либо с исправным состоянием (состояние D_3).

Для определения состояния (постановка диагноза) центробежного насосного оборудования при возможных сочетаниях признаков.

Таблица 1

Исходные данные вероятностей состояний насосов при различных признаках

$P\left(\frac{K_1}{D_1}\right)$	$P\left(\frac{K_2}{D_1}\right)$	$P\left(\frac{K_1}{D_2}\right)$	$P\left(\frac{K_2}{D_2}\right)$	$P\left(\frac{K_1}{D_3}\right)$	$P\left(\frac{K_2}{D_3}\right)$	$P(D_1)$	$P(D_2)$	$P(D_3)$
0,37	0,19	0,33	0,14	0,07	0,00	0,18	0,30	0,52

Таблица 2

Вероятности признаков и априорные вероятности состояний исследуемого центробежного насосного агрегата

D_i	$P\left(\frac{K_1}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{\bar{K}_1}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{K_2}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{\bar{K}_2}{D_i}\right)$	$P(D_i)$
D_1	0,38	0,62	0,19	0,81	0,18
D_2	0,33	0,67	0,14	0,86	0,30
D_3	0,07	0,93	0,00	1,00	0,52

1. Сведем исходные данные в диагностическую таблицу (табл. 2). При этом вероятности отсутствия признаков $P\left(\frac{\bar{K}_j}{D_i}\right)$ вычислим по формуле

$$P\left(\frac{\bar{K}_j}{D_i}\right) = 1 - \left(\frac{K_j}{D_i}\right). \quad (13)$$

2. Находим вероятностное состояние для исследуемого центробежного насосного агрегата, при условии проявления признака $P\left(\frac{D_i}{K_1 K_2}\right)$. При выполнении условия, что все признаки независимые, вычислим вероятность состояния D_1 при условии выполнения признаков K_1 и K_2 согласно формуле

$$P\left(\frac{D_i}{K^*}\right) = \frac{P(D_i) \cdot P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)}{\sum_{i=1}^n P(D_i) \cdot P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)}. \quad (14)$$

В выражении (14) $P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)$ – вероятность (апостериорная) диагноза D_i после того, как стали известны результаты обследования по комплексу признаков K^* ; $P(D_i)$ – априорная вероятность диагноза; $P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)$ – вероятность появления (или отсутствия) комплекса признаков K^* в состоянии D_i .

$$P\left(\frac{D_1}{K_1 K_2}\right) = \frac{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,19}{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,19 + 0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,14 + 0,52 \cdot 0,07 \cdot 0} = 0,48.$$

Тогда получим

$$P\left(\frac{D_2}{K_1 K_2}\right) = \frac{0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,14}{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,19 + 0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,14 + 0,52 \cdot 0,07 \cdot 0} = 0,51,$$

$$P\left(\frac{D_3}{K_1 K_2}\right) = \frac{0,52 \cdot 0,07 \cdot 0}{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,19 + 0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,14 + 0,52 \cdot 0,07 \cdot 0} = 0.$$

3. Для определения вероятностного состояния подшипника качения, при обследовании установлено, что сокращенного выбега ротора двигателя не наблюдается (признак K_1 отсутствует), но увеличивается вибрация двигателя (признак K_2 наблюдается).

$$P\left(\frac{D_1}{\bar{K}_1 K_2}\right) = \frac{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,19}{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,19 + 0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,14 + 0,52 \cdot 0,93 \cdot 0} = 0,42.$$

Тогда

$$P\left(\frac{D_2}{\bar{K}_1 K_2}\right) = \frac{0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,14}{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,19 + 0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,14 + 0,52 \cdot 0,93 \cdot 0} = 0,57,$$

$$P\left(\frac{D_3}{\bar{K}_1 K_2}\right) = \frac{0,52 \cdot 0,93 \cdot 0}{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,19 + 0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,14 + 0,52 \cdot 0,93 \cdot 0} = 0.$$

4. Получим вероятности состояний центробежного насосного агрегата, когда признак K_1 наблюдается, а признак K_2 – отсутствует;

$$P\left(\frac{D_1}{K_1\bar{K}_2}\right) = \frac{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,81}{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,81 + 0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,86 + 0,52 \cdot 0,07 \cdot 1} = 0,3.$$

По аналогии:

$$P\left(\frac{D_2}{K_1\bar{K}_2}\right) = \frac{0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,86}{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,81 + 0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,86 + 0,52 \cdot 0,07 \cdot 1} = 0,47,$$

$$P\left(\frac{D_3}{K_1\bar{K}_2}\right) = \frac{0,52 \cdot 0,07 \cdot 1}{0,18 \cdot 0,38 \cdot 0,81 + 0,3 \cdot 0,33 \cdot 0,86 + 0,52 \cdot 0,07 \cdot 1} = 0,2.$$

5. Для вычисления вероятностей состояния центробежного насосного агрегата при отсутствии обоих признаков K_1 и K_2 получим следующие результаты:

$$P\left(\frac{D_1}{\bar{K}_1\bar{K}_2}\right) = \frac{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,81}{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,81 + 0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,86 + 0,52 \cdot 0,93 \cdot 1} = 0,12$$

По аналогии:

$$P\left(\frac{D_2}{\bar{K}_1\bar{K}_2}\right) = \frac{0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,86}{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,81 + 0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,86 + 0,52 \cdot 0,93 \cdot 1} = 0,23,$$

$$P\left(\frac{D_3}{\bar{K}_1\bar{K}_2}\right) = \frac{0,52 \cdot 0,93 \cdot 1}{0,18 \cdot 0,62 \cdot 0,81 + 0,3 \cdot 0,67 \cdot 0,86 + 0,52 \cdot 0,93 \cdot 1} = 0,64.$$

Запишем вычисленные вероятности в диагностическую матрицу (табл. 3).

Таблица 3

Диагностическая матрица центробежного насосного агрегата

D_i	$P\left(\frac{D_i}{K_1\bar{K}_2}\right)$	$P\left(\frac{D_i}{\bar{K}_1\bar{K}_2}\right)$	$P\left(\frac{D_i}{K_1K_2}\right)$	$P\left(\frac{D_i}{\bar{K}_1K_2}\right)$
D_1	0,48	0,42	0,3	0,12
D_2	0,51	0,57	0,47	0,23
D_3	0,00	0,00	0,2	0,64

6. При анализе результатов определено, что при появлении признаков K_1 и K_2 (сокращенный выбег ротора двигателя и увеличенная вибрация двигателя) у исследуемого объекта (центробежного насосного агрегата) в подшипниках качения вероятность наступления состояния D_1 и D_2 (заклинивание тел качения подшипника из-за ухудшения условий смазки и касание ротора о корпус двигателя из-за интенсивной раскатки наружной обоймы) установлено, что значение равны (0,48 и 0,51). В таких случаях очень часто проводят дополнительное обследование для точного определения состояния подшипника качения. При условии невыполнения обоих признаков очень часто исправное состояние D_3 соответствует вероятности, равной 0,64.

При отсутствии признака K_1 и наличия признака K_2 с вероятностью 0,57 имеется событие D_2 (касание ротора о корпус двигателя из-за интенсивной раскатки наружной обоймы). При отсутствии признака K_2 и наличия признака K_1 с вероятностью 0,47 имеется событие D_2 .

7. Ранжируем состояние D_i по степени опасности.

В нашем случае последовательность состояний такова: $D_2 - D_1 - D_3$.

Отсюда назначаем последовательность проверок:

- проверяется \bar{K}_1 и K_2 ;
- проверяется K_1 и K_2 ;
- проверяется \bar{K}_1 и \bar{K}_2 .

Отметим, что для определения априорной вероятности $P(D_j)$ определяется закон распределения отказов. Отметим, что в основе теории надежности нефтегазового оборудования возможно применение закона распределения случайной величины.

К примеру: 1) нормальный закон распределения; 2) закон распределения Вейбулла; 3) экспоненциальный закон

Кроме этого, можно воспользоваться следующими методами для определения закона распределения случайной величины: 1) определение закона распределения по статистическим данным наработки на отказ погружных агрегатов; 2) приближенный способ оценки при отсутствии статистической информации [4, 6, 7].

После получения предварительного диагноза применяем один из методов параметрической диагностики (акустические методы; тепловые методы; трибодиагностика; радиография; магнитопорошковый метод; вихретоковый метод; ультразвуковой контроль) для проверки правильности поставленного диагноза. Если диагноз подтверждается инструментальными методами, то приступаем к устранению неисправности насосного оборудования. Если диагноз не подтверждается, то выбираем второй, третий и четвертый диагноз согласно матрице и проверяем каждый [8, 9]. Преимуществами предложенной методики является полная автоматизация и ее адаптация непосредственно под любой вид роторного оборудования, а также высокая степень определения правильного диагноза, которая вместе с параметрическими методами проверки диагноза позволяет достигнуть 95%.

Исследование насосного оборудования по разработанной методике имеет определенные преимущества перед существующими методами вибродиагностики и позволяет использовать разработанную математическую модель как экспертную систему выявления неисправностей роторного оборудования (насосные агрегаты, газоперекачивающие агрегаты).

В рамках данной работы предложена новая концепция анализа данных, получаемых методами вибродиагностики (оценкой виброграмм).

Существующие методы основаны на параметрической диагностике и анализе данных, полученных путем исследования специальных приборами, а авторами была поставлена другая задача, которая заключается в использовании штатных систем вибродиагностики и вибромониторинга, а также построения на их основе более точных моделей, позволяющих конкретизировать

неисправность непосредственно в самом узле неисправного оборудования.

Отметим, что в рамках данной статьи предложена методика (алгоритм действий) для определений неисправности насосного оборудования, разработана единая методика, позволяющая провести диагностику оборудования по ряду критериев и включающая особенности исследуемого оборудования.

Заключение

В рамках данной работы предложена новая методика, которая включает в себя несколько методов моделирования и реализации в единую модель определения неисправности насосного оборудования при помощи штатных систем вибромониторинга и вибродиагностики. Авторами предложена экспертная система анализа данных в режиме реального времени, а также предусмотрена возможность анализа виброграмм и определения неисправности насосного оборудования в процессе верификаций. Вероятностно-статистические методы, которые входят в предложенную методику для проверки и правильной постановки диагноза исследуемого насосного оборудования, позволяют привязать предложенную методику к конкретному виду насосного оборудования. Принципы и физические основы, заложенные в предложенную модель, позволяют исследовать роторное оборудование и определять его неисправности на ранних этапах зарождения дефекта в узлах и элементах насоса.

Применение в предложенной методике вероятностно-статистического метода позволит сократить время прогнозирования неисправности насосного агрегата в условиях эксплуатации.

Таким образом, можно отметить, что авторами предлагается комплексная система предупреждения и диагностики насосного оборудования нефтегазового комплекса, которая может предупреждать развитие дефектов в подшипниках качения и скольжения, износе узлов рабочего колеса насоса и разрушения элементов конструкций оборудования.

Список литературы

1. Стародубцева С.А., Гусев А.С. Прогнозирование остаточного ресурса конструкций и деталей машин // Известия МГТУ МАМИ. 2012. Т. 1. № 2 (14). С. 355–360.
2. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкции. М.: Изд МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 224 с.
3. Паранук А.А., Буныкин А.В., Румянцев С.В., Субочев О.Г. Разработка методики диагностирования узлов газоперекачивающего агрегата по данным вибродиагностики // Современные наукоемкие технологии. 2021. № 6–2. С. 270–276.

4. Паранук А.А., Кунина П.С., Буныкин А.В., Абессоло М.К. Оценка технического состояния узлов газоперекачивающих агрегатов как модель колебательной системы // Экспозиция. Нефть. Газ. 2015. № 4 (43). С. 88–90.
5. Паранук А.А., Румянцев С.В., Гурьев Д.М. Диагностика ГПА в условиях компрессорных станций // Актуальные вопросы современной науки: теория, методология, практика, инноватика: сборник научных статей по материалам IV Международной научно-практической конференции. Уфа, 2020. С. 81–84.
6. Айвазян С.А., Енюков И.С., Мешалкин Л.Д. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных: Справочное изд. М.: Финансы и статистика, 1983. 471 с.
7. Атнагулов А.Р., Ишемгужин И.Е., Зотов А.Н., Ишемгужин Е.И. Применение метода Байеса при оценке вероятности «полета» погружного насосного агрегата на забой скважины // Нефтегазовое дело. 2008. №1. [Электронный ресурс]. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Atnagulov/Atnagulov_1.pdf11.06.2008 (дата обращения: 10.02.2022).
8. Науменко А.П., Кудрявцева И.С., Одинец А.И. Вероятностно-статистические методы принятия решений: Теория, примеры, задачи: учебное пособие. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2018. 84 с.
9. Костюков В.Н., Науменко А.П., Костюков Ан.В. Оценка риска принятия решений в системах мониторинга // Оценка и управление индустриальными рисками в промышленной безопасности. Мониторинг рисков объектов нефтепереработки и нефтехимии: труды и программа конференции, II науч.-практ. семинар. М., 2013. С. 87–95.
10. Голубев А.В., Зеленков Н.Н., Глазунов А.Е., Сахаров Т.М., Огарков А.Н. Прогнозирование остаточного ресурса машин и конструкций при проведении экспертизы // Наука, техника и образование. 2015. № 10 (16). С. 99–102.