

УДК 621.892

*М.С. Островский, И.П. Эгамбердиев*

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ  
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ  
БУРОВЫХ СТАНКОВ**

Для определения технического состояния опорных узлов буровых станков с помощью технической диагностики разработана методика сбора и обработки информации, а также проведения экспериментальных исследований по выявлению эксплуатационных факторов на параметры вибрационного сигнала.

К задачам проведения исследований относились:

установление зависимости вибрационного сигнала подшипников качения от условий эксплуатации; установление технического состояния подшипников качения; идентификация видов повреждений подшипников.

Исходя из необходимости получения достаточного количества данных о техническом состоянии деталей, узлов, к информации предъявлялись требования: непрерывности, полноты, достоверности, однородности.

Учитывая эргодическое свойство случайных событий при обработке материала, данные об изменении технического состояния подшипников качения, работающих в одинаковых условиях, записывались на прибор «АГАТ», позволяющего анализировать вибрацию.

Для изучения источников вибрации и определения их взаимодействия производились дифференцирование исследование уровня вибрации, генерируемой

каждым из основных источников в отдельности и при их совместной работе.

Для определения технического состояния подшипников качения с помощью анализа вибрации устанавливались эксплуатационные показатели качественным методом ранговой корреляции [3, 4]. Для проведения ранжирования множества эксплуатационных показателей была составлена матрица рангов и определения наиболее значимых при проведении эксперимента эксплуатационных показателей построена гистограмма ранжирования.

Определение наиболее существенных показателей производилось с помощью уровня значимости, который определяется:

$$K_{зн} = \begin{cases} K_n & \text{при } \gamma < 1 \\ K_1 + \frac{K_h \cdot h}{n} & \text{при } \gamma \geq 1 \end{cases}$$

где  $h$  – число существенных факторов;  $K_h$  – ранг  $h$  – го показателя, устанавливается в момент изменения  $\gamma$  р 1 на  $\gamma \phi 1$ ;  $\gamma$  – пропорциональное отношение

$$\gamma = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{j=1}^n V_j}$$

казателя.

Для подшипников качения уровень значимости определялся по формуле

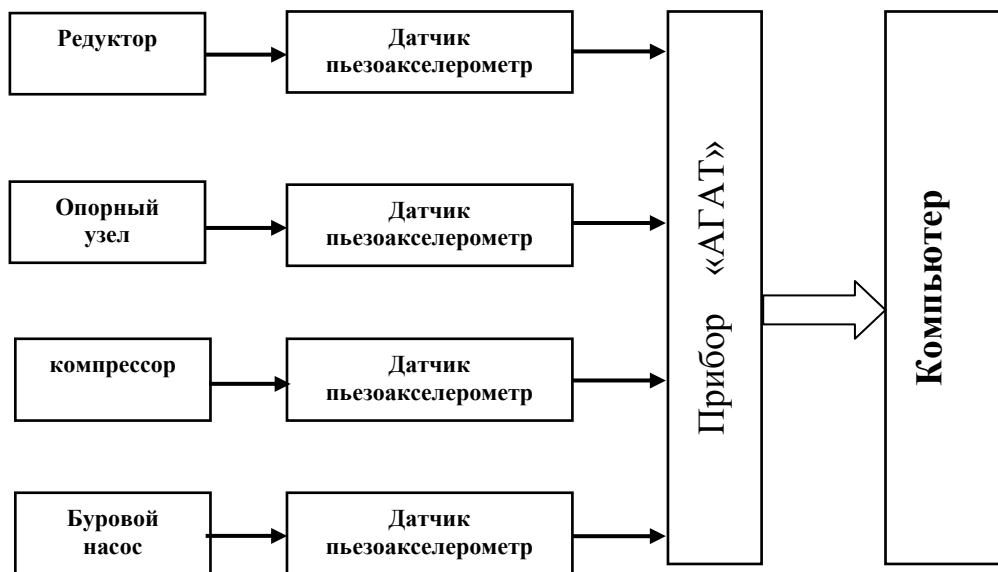


Рис. 1. Блок схема аппаратуры для анализа вибрации при проведении промышленных исследований

$$K_{zn} = K_1 + \frac{K_n \cdot h}{n} = 21,43.$$

Т.е. к наиболее значимым показателям относятся те, уровень которых меньше или равен 21,43. Для подшипников качества это: износ, число оборотов, глубина бурения, вязкость масла.

Исследование проводились на буровой машине, состоящий из:

- 1) головки бурового снаряда (двигатель, редуктор, опорный узел);
- 2) бурового насоса; 3) компрессора.

Необходимое и достаточное количество наблюдений за изменением технического состояния бурового оборудования определялось по формуле:

$$N = \frac{n \cdot T}{k_1 \cdot k_2 \cdot t},$$

где  $n$  – количество замеров, которое необходимо зарегистрировать при проведении наблюдений;  $T$  – возможная величина наработки до достижения предель-

ного состояния детали, узла, час;  $k_1$  – коэффициент непрерывности работы исследуемого объекта;  $k_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы машины;  $t$  – продолжительность смены, час.

Количество замеров  $n$ , которое необходимо зарегистрировать при проведении наблюдений находится в зависимости от требуемой степени достоверности  $\gamma$  и коэффициента точности  $\delta$ .

Величина  $\gamma$  принимается обычно равной  $\gamma = 0.9 - 0.95$ , а коэффициент

$$\delta \text{ определяется: } \delta = \frac{1}{1 + \zeta},$$

где  $\zeta$  – допустимая величина ошибки, принимаемая равной 0,05-0,15.

Математическое ожидание (ср. знач.) определяем по формуле:

$$m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i,$$

**Значения СКЗ виброакустического сигнала подшипников**

Режим работы Холостой ход	Частотный диапазон Гц	Подшипнике качения СКЗ, мм/с	
		min	max
Вращатель	6000 - 8000	0,615	3,25
Опорный узел	4000 - 6000	0,524	2,87
Компрессор	8000 - 10000	3,652	9,88
Насос	8000 - 10000	3,854	11,24

В качестве оценки дисперсии  $s^2$  принимаем величину

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 .$$

Среднеквадратическое отклонение

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} .$$

Определение границ диапазонов статистически возможных и статистически допустимых уровней вибрации верхняя граница:  $X_{i,n_i}^e = x_i + K_n^e \sigma$  ; нижняя

граница:  $X_{i,n_i}^n = x_i - K_n^n \sigma$  ,

Большинство дефектов в подшипниках, возникающих в процессе их изготовления и эксплуатации, оказывают влияние на частотный спектр вибраций подшипников. Частоты, на которых эффективнее всего контролировать влияние условий эксплуатации лежат для виброскорости (СКЗ) 10-1000 Гц, а для виброускорения 10-10000 Гц. На этих частотах влияние посторонних дефектов сказывается гораздо меньше, чем на других частотах [6, 7].

Таким образом влияние условий эксплуатации и дефектов подшипников на параметры общего уровня вибрации позволили выбрать для контроля за их техническим состоянием в качестве диагностического признака амплитуду виброскорости (СКЗ) в частотном диапазоне  $F = 4000 \div 6000$  Гц (таблица).

Из рис 2 видно, что амплитуды виброускорения зависят от частоты вращения бурового става и глубины бурения. Анализ экспериментальных данных показывают, что с увеличением длины става возрастают дисперсии  $D_A$ . Эти параметры возрастают, если частоту вращения долота увеличить до 120 об/мин<sup>-1</sup>, это показано на рис 3.

Эксперимент показал, что форсирование режимов работы станка и увеличение глубины скважины приводят к росту динамики системы.

Проведенные исследование на буровых станках показывают, отказ бурового оборудования зависит от величин их износа, глубина бурения, числа оборотов и вязкости масла [1, 2, 5].

Для установления количественных показателей этих зависимостей применен множественный корреляционно-регрессионный анализ, целью которого является:

- установление формы корреляционной связи, т.е. вида функции регрессии (линейной, параболической, гиперболической и т.д.);
- оценки тесноты корреляционной связи.

В качестве независимых переменных приняты для подшипников качения: величина износа ( $S$  мм), глубина бурения ( $L$  м), число оборотов ( $N_{об/мин}$ ), вязкость масла ( $V_{есм}$ ).

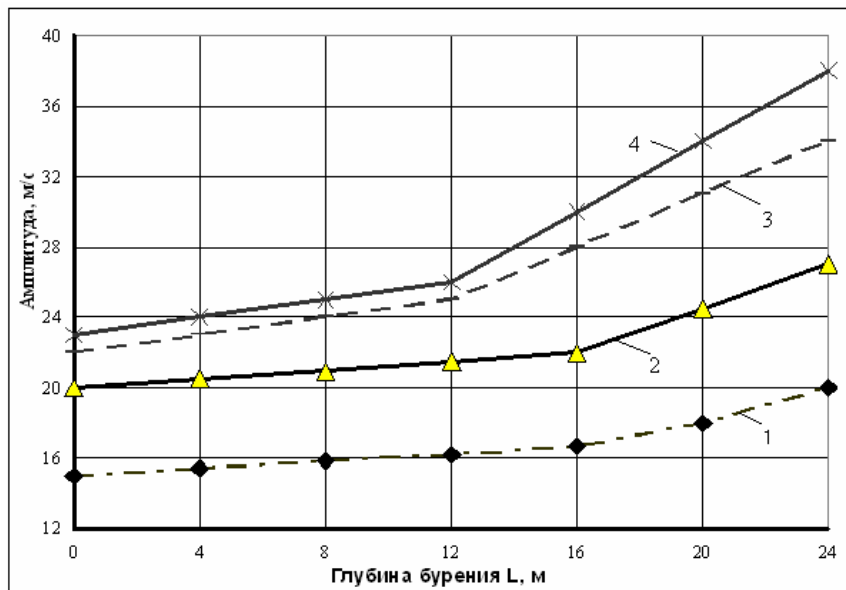


Рис 2. Зависимость виброускорения от глубины бурения.

1 -  $\blacklozenge$  -  $n=60$  об/мин, вращатель; 2 -  $\blacktriangle$  -  $n=60$  об/мин, опорный узел; 3 -  $\text{---}$  -  $n=120$  об/мин, вращатель; 4 -  $\text{---}$  -  $n=120$  об/мин, опорный узел.

В качестве зависимой переменной принята амплитуда виброакустического сигнала ( $A$  дБ) и необходимо установить зависимость:

$$A_{нк} = (S, L, N, \nu).$$

Для установления вида корреляционной связи принята гипотеза о наличии множественной линейной корреляции. Уравнение регрессии в этом случае будет иметь вид:

$$Y = a_0 + \epsilon_1 \cdot x_1 + \epsilon_2 \cdot x_2 + \epsilon_3 \cdot x_3 + \epsilon_4 \cdot x_4, \quad (1)$$

где  $Y, \dots, x_1, \dots, x_n$  – наблюдаемые значения величин;  $Y,$  – зависимые переменные;  $x_1, \dots, x_n$  – независимые переменные;  $a_0, \epsilon_1, \dots, \epsilon_n,$  – чистые коэффициенты регрессии.

На основании проведенных исследований и результатов вычисления показателей множественной корреляции для подшипников качения на буровых станках, получены уравнения регрессии

$$A = 12,57 + 18,75S + 0,082L + 0,002N - 0,018\nu.$$

Анализ проведенных экспериментальных и теоретических исследований показывают, на уровень вибрации подшипников качения существенное влияние оказывает величина износа, глубина бурения, число оборотов и менее существенное влияние оказывает вязкость масла.

Анализ полученных экспериментальных данных позволяет сделать предварительные выводы, связанные с установлением первоочередных задач исследований:

1. На конечных глубинах бурения наблюдается резкое увеличение виброакустического сигнала, это приводит к интенсивности отказов оборудования;

2. Параметры виброакустического сигнала (виброскорость (СКЗ) и виброускорение) можно принять как режим обязательного контроля при оценке технического состояния.

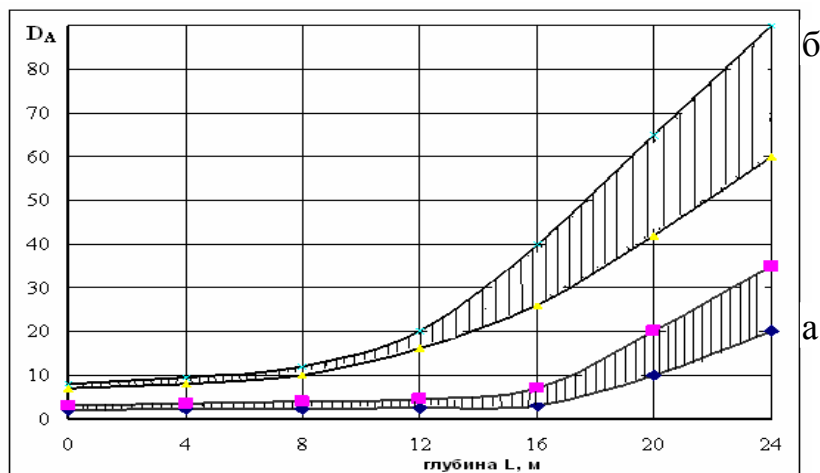


Рис. 3. Зависимости дисперсии  $D_A$  для опорного узла от глубины бурения и режимов работы станка: а – 60 об/мин; б – 120 об/мин.

3. На основании изучения спектральных характеристик виброускорения установлено частотный диапазон, в котором наблюдалось наиболее интенсивное изменение мощности вибросигнала. Это позволяет судить о возможных причинах повышения виброактивности: перекосы ротора, износ подшипников, увеличение

дисбаланса, ухудшение состояния смазки, износ зубчатых передач.

4. На основании измерения и анализа спектра огибающей формы сигнала установлены диагностические признаки развития дефектов на элементах подшипников (сепаратор, внутреннее и наружное кольца, тела качения).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ состояния энерго-механической службы и горного оборудования в ОАО ХК «Кузбассразрезуголь» / НТИ – НИИОГР; Рук. Андреева Л. И. – Челябинск – Белово, 1999, - 92 с.
2. Бабаев С.Г. Надежность и долговечность бурового оборудования. М.: «Недра», 1974, 184 с.
3. Бендат Дж., Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа. Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 312 с.
4. Крагельский И.В. и др. Основы расчетов на трение и износ. М.: «Машиностроение», 1977. – 526 с.
5. Кантович Л.И., Дмитриев В.Н. Статика и динамика буровых шарошечных станков. М: «Недра», 1984, 200 с.
6. Буш М., Плачи В. и др. Техническое обслуживание и экспертная система диагностики аварий / Пер. ст. из журн. Travail et Methods.-1987. №452.
7. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. Пермь. 1996, 176 с. **ИДБ**

#### Коротко об авторах

Островский Михаил Сергеевич – доктор технических наук,  
Эгамбердиев Илхом Пулатович – аспирант,  
Московский государственный горный университет.

Статья представлена кафедрой «Технология машиностроения и ремонта горных машин» Московского государственного горного университета.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Я.М. Радкевич.