

УДК 004.934.1'1

## ПРОБЛЕМЫ ДИАГНОСТИКИ МАШИН ВЫСОКОЙ ДИНАМИКИ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА АКУСТИЧЕСКИХ И ВИБРОСИГНАЛОВ

© Федоров Е.Е.

Донецкий государственный институт автомобильного транспорта,  
КАФЕДРА СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И МОДЕЛИРОВАНИЯ,  
ПР. ДЗЕРЖИНСКОГО, 7, ДОНЕЦК, УКРАИНА, 83015,  
E-MAIL: *fee75@mail.ru*

**Abstract.** For increase of a reliability of fault detection of electrical machines of high dynamics in the article the technique of diagnostics is offered.

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время актуальной является разработка систем, предназначенных для диагностики электрических машин высокой динамики на основе анализа акустических и вибросигналов. В [1, 2] приведены системы технической диагностики, базирующиеся на вибрационных методах и теории распознавания образов. Анализ последних достижений и публикаций, посвященных этой проблеме, позволяет сделать вывод, что современные методы вибродиагностики позволяют обнаруживать дефекты на ранней стадии их появления, но являются дорогостоящими и требуют специального обучения персонала. С другой стороны акустические методы являются менее точными (работают преимущественно с частотами из диапазона слышимости человека, в спектре могут появляться частоты, не относящиеся к информативным и др.), но требуют меньших затрат. В литературе приведены системы обнаружения неисправностей, выделяющие только определенные дефекты [1, 2].

*Целью* работы является разработка методики диагностики машин высокой динамики, повышающей надежность обнаружения неисправностей и позволяющей анализировать как акустические, так и вибросигналы.

В статье рассматриваются:

- классификация машин;
- выбор вектора характеристик;
- выбор методики диагностики машин высокой динамики;
- количественный анализ предложенной методики.

### 1. КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН

Согласно [3], при оценке вибрационного состояния выделяют четыре класса машин:

- а) класс 1 ( $\Omega_1$ ) – машины мощностью до 15 кВт;
- б) класс 2 ( $\Omega_2$ ) – машины мощностью от 15 кВт до 875 кВт без специальных фундаментов или до 300 кВт на специальных фундаментах;
- в) класс 3 ( $\Omega_3$ ) – машины мощностью до 10000 кВт;
- г) класс 4 ( $\Omega_4$ ) – машины мощностью более 10000 кВт.

Каждый класс машин можно представить в виде

$$\Omega_i = \{\omega \mid W_i^{\min} \leq W_\omega \leq W_i^{\max}\}, \quad i = \overline{1, 4}, \quad (1.1)$$

где  $W_\omega$  – мощность машины  $\omega$ ,  $W_i^{\min}$ ,  $W_i^{\max}$  – минимальная и максимальная мощности класса  $\Omega_i$ .

Согласно [3], для каждого класса машин существуют четыре зоны вибрационного состояния:

- а) зона  $A$  ( $Z_1$ ) – для машин, только что введенных в эксплуатацию;
- б) зона  $B$  ( $Z_2$ ) – для машин, пригодных для дальнейшей эксплуатации без ограничения сроков;
- в) зона  $C$  ( $Z_3$ ) – для машин, непригодных для длительной непрерывной эксплуатации и требующих ремонта;
- г) зона  $D$  ( $Z_4$ ) – для машин, требующих останова (возможно повреждение машины).

Множество машин, относящихся к определенным классам и попавших в определенные зоны, можно представить в виде

$$Z_{ij} = \{\omega \mid \omega \in \Omega_i \wedge v_j^{\min}(\Omega_i) \leq v_\omega \leq v_j^{\max}(\Omega_i)\}, \quad i, j = \overline{1, 4}, \quad (1.2)$$

где  $i$  – номер класса машины,  $j$  – номер зоны вибрационного состояния,  $v_\omega$  – среднеквадратичное значение виброскорости машины  $\omega$ ,  $v_j^{\min}(\Omega_i)$ ,  $v_j^{\max}(\Omega_i)$  – допустимые среднеквадратичные значения виброскоростей нижней и верхней границы зоны  $Z_j$  класса  $\Omega_i$ , табулированы в [3].

Для анализа подшипника, относящегося к машине определенного класса, формируется вектор характеристик

$$E = (e_1, e_2), \quad (1.3)$$

где  $e_1$  – мощность машины (кВт),  $e_2$  – частота вращения рабочего органа (об/мин).

В раздел 1 базы данных заносятся вектора характеристик (1.3) и множество пар минимальных и максимальных мощностей классов машин  $\{(W_i^{\min}, W_i^{\max})\}$ . В раздел 2 базы данных заносятся множество пар  $\{(v_2^{\min}(\Omega_i), v_2^{\max}(\Omega_i))\}$  допустимых среднеквадратичных значений виброскоростей нижней и верхней границ зоны  $Z_2$ .

## 2. МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ МАШИН ВЫСОКОЙ ДИНАМИКИ

1) Определение класса машины  $\Omega_i$ , на которой испытывается подшипник, согласно (1.1).

2) Вычисление спектра вибросигнала.

Прямое дискретное преобразование Фурье сигнала  $x(n)$  с частотой дискретизации  $f_d$  и длиной  $N$  представлено в виде

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j(2\pi/N)nk}, \quad k = \overline{0, N-1}$$

Амплитуда спектра вычисляется в соответствии с допустимым для данной машины частотным диапазоном  $[k1, k2]$

$$A(k) = \begin{cases} |X(k)|, & k1 \leq k \leq k2 \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$$

3) Выделение строгих максимумов из спектра

$$A_{см}(k) = \begin{cases} A(k), & A(k-1) < A(k) > A(k+1) \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$$

4) Применение порога  $P$  к полученному спектру  $A_{см}(k)$

$$A_{смп}(k) = \begin{cases} A_{см}(k), & A_{см}(k) > P \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}, \quad P = \frac{\sum_{k=0}^N A_{см}(k)}{M},$$

где  $M$  – количество частот с ненулевой амплитудой.

5) Анализ амплитуд частот спектра  $A_{смп}(k)$

$$nz = \begin{cases} 1, & \forall A_{смп}(k) : A_{смп}(k) < v_2^{\max}(\Omega_i) \\ 0, & \exists A_{смп}(k) : A_{смп}(k) \geq v_2^{\max}(\Omega_i) \end{cases}$$

Если  $nz = 1$ , подшипник исправен.

Если  $nz = 0$ , подшипник нуждается в ремонте.

Блок-схема предложенной методики приведена на рис. 1.

блок 1 – Расчет информативных частот.

блок 2 – Вычисление спектра вибросигнала.

блок 3 – Выделение строгих максимумов из спектра  $A(k)$ .

блок 4 – Применение порога к полученному спектру  $A_{см}(k)$ .

блок 5 – Анализ амплитуд частот спектра  $A_{смп}(k)$ .

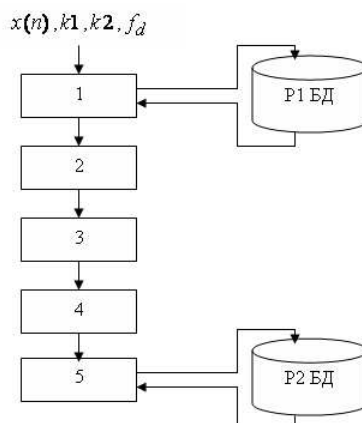


Рис. 1. Блок-схема методики диагностики машин высокой динамики

### 3. КОЛИЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИКИ

Для проведения численного исследования методика диагностики шахтных агрегатов была программно реализована. В качестве физической модели электрической машины высокой динамики был выбран турбовентилятор ТВ-1, для которого определялись следующие параметры:  $e_1=0.017$  кВт,  $e_2=2300$  об/мин.

В качестве измерительных вначале использовался виброанализатор «Топаз» производства ООО «Диамех» (г. Москва, Россия) и пьезоэлектрический акселерометр типа ВИПРА 057. Акселерометр устанавливался на кожухе двигателя в вертикальном положении. На рис. 2-4 приведены: исходный спектр виброскорости (рис. 2), с выделением строгих максимумов (рис. 3), с выделением строгих максимумов превышающих порог (рис. 4). Согласно рис. 4, амплитуда частоты 38 Гц превышает порог  $v_2^{\max}(\Omega_1)=1.8$  мм/с, поэтому турбовентилятор требует ремонта.

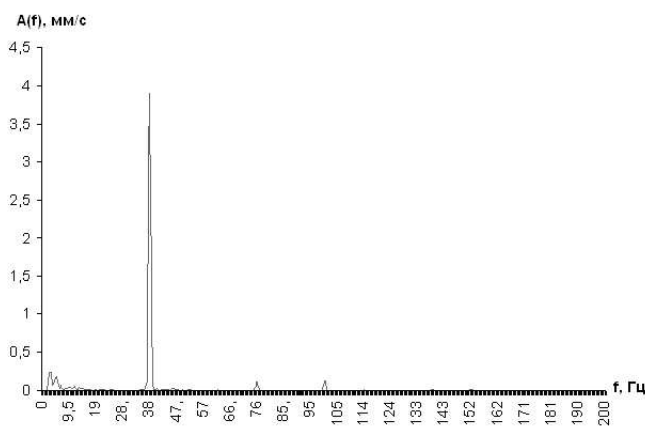


Рис. 2. Спектр вибросигнала

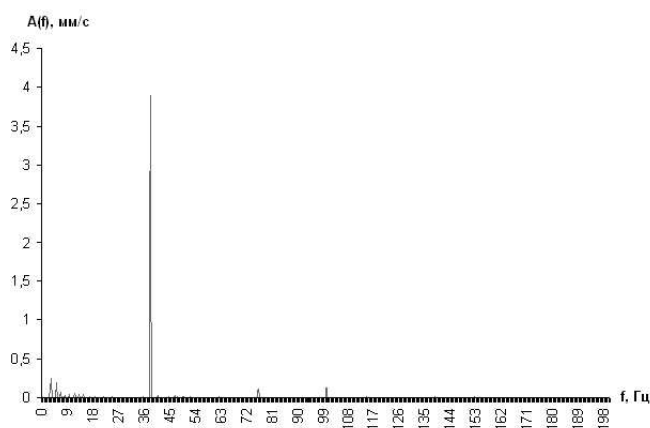


Рис. 3. Спектр вибросигнала с выделением строгих максимумов

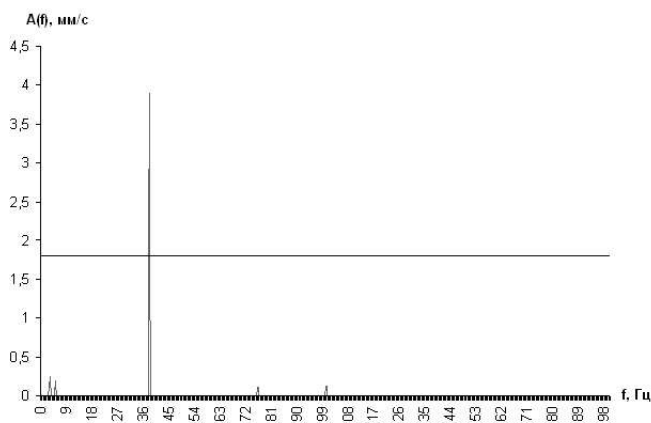


Рис. 4. Спектр вибросигнала с выделением строгих максимумов превышающих порог

Затем в качестве измерительных средств использовался стетоскоп, подключенный к звуковой карте ноутбука. Стетоскоп устанавливался на кожухе двигателя в вертикальном положении. Измеренный акустический сигнал предварительно преобразовывался к вибросигналу. На рис. 5-7 приведены: исходный спектр виброскорости (рис.5), с выделением строгих максимумов (рис.6), с выделением строгих максимумов превышающих порог (рис.7). Согласно рис. 7, амплитуды частот 38 Гц, 100 Гц, 114 Гц превышают порог  $v_2^{\max}(\Omega_1)=1.8$  мм/с, поэтому турбовентильатор требует ремонта.

Таким образом, методика определила неисправность турбовентильатора как в случае акустического, так и вибросигнала.

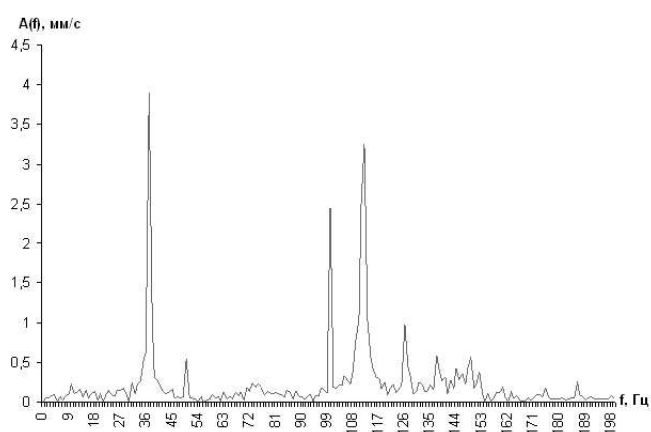


Рис. 5. Спектр акустического сигнала

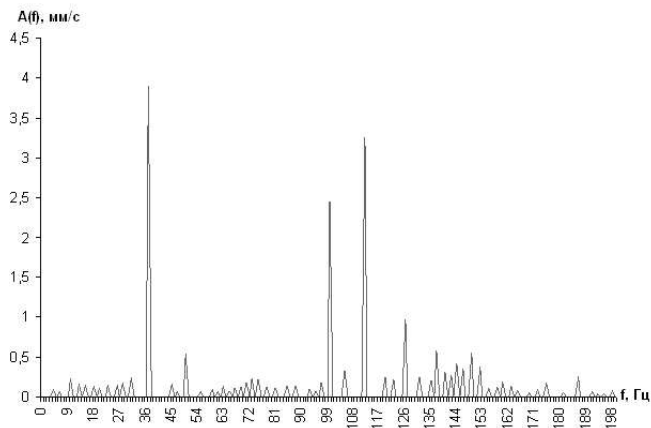


Рис. 6. Спектр акустического сигнала с выделением строгих максимумов

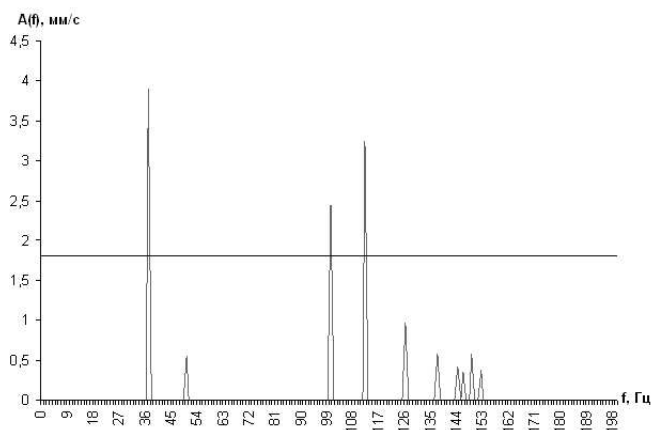


Рис. 7. Спектр акустического сигнала с выделением строгих максимумов превышающих порог

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

*Основным результатом данной статьи является методика диагностики машин высокой динамики, базирующаяся на методах цифровой обработки сигнала, на основе которой проведено численное исследование акустического и вибросигналов и определены неисправности.*

*Основные положения данной работы предназначены для реализации в интеллектуальных системах диагностики неисправностей подшипников вентиляторов и подъемных машин.*

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Современные методы и средства виброакустического диагностирования машин и конструкций // Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М. А. Иванова и др. под ред. академика Фролова К.В. – М. – 1990. – 252 с.
2. *A.V. Barkov*. Optimization of Monitoring and Diagnostics Methods for the Rotating Machines by Vibration and Noise Measurements // Proc. of the 4th International Congress on Sound and Vibration. – St. Petersburg, Russia. – 1996, Vol 3, pp. 1573-1578.
3. ИСО 10816-1-97 'Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся частях. Часть 1: Общие требования'.

*Статья поступила в редакцию 19.04.2008*