



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA

(11) 111512

(13) C2

(51) МПК

G01M 7/02 (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(21) Номер заявки: а 2014 06197

(22) Дата подання заявки: 05.06.2014

(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 10.05.2016

(41) Публікація відомостей про заявку: 25.12.2014, Бюл.№ 24

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2016, Бюл.№ 9

(72) Винахідник(и):

Кравченко Володимир Михайлович (UA),  
Сидоров Володимир Анатолійович (UA),  
Буцукін Валерій Віталійович (UA)

(73) Власник(и):

ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ  
ЗАКЛАД "ПРИАЗОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ",  
вул. Університетська, 7, м. Маріуполь,  
Донецька обл., 87500 (UA)

(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою:

ГОСТ ИСО 10816-1-97. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1: Общие требования. - Введ. 01.07.99. - М: ИПК Изд-во стандартов. - 18 с.  
Мельничук А. С. Оценка технического состояния механического оборудования по виброскорости /А.С. Мельничук, Б.В. Гавриленко // ДонНТУ. - 2010. - С. 102-104.  
RU 2350918 C1, 27.03.2009  
RU 2011173 C1, 15.04.1994  
RU 2253096 C1, 27.05.2005  
RU 2187086 C2, 10.08.2002  
US 6386040 B1, 14.05.2002  
US 2010/0102979 A1, 29.04.2010  
EP 1394526 B1, 06.06.2007  
Технічна діагностика механічного обладнання / В.А. Сидоров, В.М. Кравченко, В.Я. Седуш, О.В. Ошовська. - Донецьк: Юго-Восток, 2010. - С.34-49.  
Кравченко В.М.. Технічне діагностування механічного обладнання / В.А. Сидоров, В.М. Кравченко, В.Я. Седуш, О.В. Ошовська. - Донецьк: Юго-Восток, 2007. - С.208-249.

## (54) СПОСІБ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

(57) Реферат:

Винахід належить до технічної діагностики промислового обладнання, робота якого супроводжується вібрацією його елементів, віброшвидкість яких може бути вимірювана. Спосіб оцінки технічного стану промислового обладнання, який може бути застосовано до будь-якого обладнання, що піддається під час роботи вібраціям включає отримання спектрів віброшвидкості  $v$  (мм/с) у частотному діапазоні від  $f_H$  до  $f_B$ , де  $f_H$ ,  $f_B$  - відповідно нижня і верхня частотні границі вимірювання вібрації в контрольних точках обладнання, а також визначають величину питомої потужності вібрації  $p_{ij}$  для кожної контрольної точки  $i$ , що

UA 111512 C2

належить обстежуваному елементу устаткування, за трьома взаємно перпендикулярними напрямками  $j$  ( $V$ ,  $H$ ,  $A$ , де  $V$  відповідає вертикальному напрямку,  $H$  - горизонтальному,  $A$  - осьовому) і повну потужність  $P_i$ , що витрачається на вібрацію для кожної контрольної точки  $i$  у

відповідності з виразом  $P_i = m_i \cdot \sqrt{\sum_j \left( \frac{p_{ij}}{K_j} \right)^2}$ , де  $m_i$  - маса елемента устаткування, що припадає

на опору в точці  $i$ ;  $K_j$  - коефіцієнт, що характеризує ступінь ослаблення вібраційного сигналу в напрямку  $j$ , за яким визначають відносну величину втрат потужності на вібрацію за виразом

$\varepsilon = \frac{\sum P_i}{P_n}$ , де  $P_n$  - потужність, що отримується елементом обладнання, і порівнюють отриману

величину  $\varepsilon$  з граничним значенням, прийнятим для конкретного типорозміру обладнання на основі експериментального дослідження зразка, що знаходиться в справному стані. Запропонований спосіб дозволить підвищити надійність і точність оцінки технічного стану обладнання.

Винахід належить до технічної діагностики промислового обладнання, робота якого супроводжується вібрацією його елементів, віброшвидкість яких може бути виміряна.

Відомі способи оцінки технічного стану обладнання на основі методу спектрального аналізу і по загальному рівню вібрації, оцінюваного, зазвичай, на основі експериментальних даних про

величини середньоквадратичного значення віброшвидкості в контрольних точках обладнання. Спектральний аналіз вібрації використовується для ідентифікації несправностей шляхом виявлення підвищених амплітуд вібрації на частотах, що збігаються з власними частотами елементів конструкції обладнання (або їх гармонік), або на частотах протікання процесів, зокрема процесів, пов'язаних з дефектами [1].

Використання методів спектрального аналізу на практиці пов'язане з рядом істотних труднощів, серед яких: необхідність обробки та оцінки великих обсягів діагностичної інформації; відсутність нормативної бази і загальноприйнятих рекомендацій щодо процесу аналізу даних і постановки діагнозу; метод практично не піддається автоматизації на основі чіткої логіки, вимагаючи використання елементів штучного інтелекту (нейронних мереж, експертних систем). Метод спектрального аналізу вібрації залишається прерогативою фахівців високого рівня, брак яких гостро відчувається більшістю підприємств.

Найбільш близьким технічним рішенням є спосіб оцінки технічного стану промислового устаткування по загальному рівню середньоквадратичного значення віброшвидкості [2]. Цей спосіб передбачає експериментальне визначення середньоквадратичного значення віброшвидкості в контрольних точках промислового обладнання в частотному діапазоні від  $f_H$  до  $f_B$ , де  $f_H$ ,  $f_B$  - нижня і верхня частотні границі вимірювання вібрації відповідно, в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, після чого максимальне значення, отримане в результаті вимірювання в кожній контрольній точці в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, порівнюють з кордонами чотирьох зон технічного стану, встановлених виходячи з досвіду експлуатації.

Оскільки вібрація конкретної машини залежить від розмірів, динамічних характеристик віброуючих деталей, способу монтажу та призначення, при виборі меж зон необхідно враховувати умови, які впливають на вібраційний стан [3]. З цією метою при оцінці технічного стану машин за загальним рівнем вібрації, в тому числі по загальному рівню середньоквадратичного значення віброшвидкості, вводиться поняття "клас машини". У разі, якщо для конкретної машини не знайдена однозначна відповідність того або іншого класу, шляхом експертної оцінки її відносять до класу, найбільш близького за характеристиками.

Спосіб оцінки технічного стану промислового устаткування по загальному рівню середньоквадратичного значення віброшвидкості стандартизований, простий, має ряд програмно-апаратних рішень, що забезпечило його широке поширення. Однак не завжди можна однозначно віднести конкретну машину до того чи іншого класу, хоча в базовому стандарті [2] вказано на безпосередній зв'язок меж технічних станів з класом машини.

Необхідність експертної оцінки, яка встановлює належність обладнання до того чи іншого класу машин, привносить в процес технічної діагностики суб'єктивізм і невизначеність, що знижують надійність та точність оцінки технічного стану обладнання.

В основу винаходу поставлено задачу вдосконалити спосіб оцінки технічного стану промислового обладнання, в якому, за рахунок додаткового визначення величини втрат потужності на вібрацію, забезпечується підвищення надійності і точності оцінки технічного стану устаткування, і як наслідок, забезпечується безвідмовна робота устаткування шляхом своєчасного проведення ремонтів.

Для рішення поставленої задачі в способі оцінки технічного стану промислового устаткування по загальному рівню середньоквадратичного значення віброшвидкості, що включає одержання спектрів віброшвидкості (мм/с) у частотному діапазоні від  $f_H$  до  $f_B$ , де  $f_H$ ,  $f_B$  - нижня і верхня частотні границі вимірювання вібрації відповідно, в контрольних точках обладнання, згідно з винаходом, додатково визначають величину питомої потужності вібрації  $p_{ij}$  для кожної контрольної точки  $i$ , що належить обстежуваному елементу устаткування за трьома взаємно перпендикулярними напрямками  $j$  ( $V$ ,  $H$ ,  $A$ , де  $V$  відповідає вертикальному напрямку,  $H$  - горизонтальному,  $A$  - осьовому) і повну потужність  $P_i$ , що витрачається на

вібрацію для кожної контрольної точки  $i$  у відповідності з виразом  $P_i = m_i \cdot \sqrt{\sum_j \left( \frac{p_{ij}}{K_j} \right)^2}$ , де  $m_i$  - маса елемента устаткування, що припадає на опору в точці  $i$ ;  $K_j$  - коефіцієнт, що характеризує

ступінь ослаблення вібраційного сигналу в напрямку  $j$  за яким визначають відносну величину

втрат потужності на вібрацію за виразом  $\varepsilon = \frac{\sum P_i}{P_n}$ , де  $P_n$  - потужність, що отримується

елементом обладнання і порівнюють отриману величину  $\varepsilon$  з граничним значенням, прийнятим для конкретного типорозміру обладнання на основі експериментального дослідження зразка, що знаходиться в справному стані.

Цей підхід до визначення технічного стану обладнання ґрунтується на загальновідомому явищі - поступовому зниженню коефіцієнта корисної дії обладнання у міру виробки його ресурсу, що веде до зростання потужності, споживаної обладнанням від джерела енергії у міру розвитку процесів зносу його складових частин. Оскільки віднесення конкретної одиниці обладнання до того чи іншого класу в першу чергу пов'язано з потужністю машини [1, 2], а клас визначає значення меж зон технічних станів, то правомірно припустити наявність безпосереднього зв'язку між потужністю машини, параметрами вібрації і зонами технічних станів. Іншими словами, технічний стан може бути визначено в залежності від того, яка частина потужності машини витрачається на вібрацію.

Приклад застосування запропонованого способу оцінки технічного стану промислового обладнання.

Після пуску в експлуатацію нової, визнаної повністю справною машини, при вимірюванні середньоквадратичного значення (СКЗ) віброшвидкості по однотипних підшипникових опорах отримані наступні результати:

Точка вимірювання	СКЗ віброшвидкості (мм/с)			
	V	H	A	$f_k$ , Гц
1	1,5	1,2	1,8	25
2	0,1	0,3	0,2	500

Значення питомої потужності вібрації у відповідності з відомим виразом:  $p_{ij} = \sum_{k=1}^N (v_{ijk}^2 \cdot f_k)$ ,

Вт/кг, складуть:

$$p_1 = (v_{1V}^2 \cdot f_k + v_{1H}^2 \cdot f_k + v_{1A}^2 \cdot f_k) = (1,5^2 \cdot 25 + 1,2^2 \cdot 25 + 1,8^2 \cdot 25) = 137,25 \text{ Вт/кг};$$

$$p_2 = (v_{2V}^2 \cdot f_k + v_{2H}^2 \cdot f_k + v_{2A}^2 \cdot f_k) = (0,1^2 \cdot 500 + 0,3^2 \cdot 500 + 0,2^2 \cdot 500) = 70 \text{ Вт/кг}.$$

Маса елементів обладнання, що припадає на опори 1 і 2 становить, у новій машині, відповідно:  $m_1 = 15,4$  кг і  $m_2 = 27,0$  кг. Коефіцієнт, що характеризує ступінь ослаблення вібраційного сигналу по усіх напрямках  $K_j = 1$ . Тоді повна потужність  $P_i$ , що витрачається на вібрацію для кожної контрольної точки складе

$$P_1 = 15,4 \cdot 137,25 = 2113,6 \text{ Вт}, P_2 = 27,0 \cdot 70,0 = 1890,0 \text{ Вт}.$$

Потужність, що отримується елементом устаткування, на якому проводяться вимірювання  $P_n = 350$  КВт. Відносна величина втрат потужності на вібрацію за виразом

$$\varepsilon = \frac{\sum P_i}{P_n} = \frac{2113,6 + 1890,0}{350000} = 0,0114.$$

На момент обстеження машини в період експлуатації відбулися зміни наступних параметрів: маса елементів обладнання, що припадає на опори 1 і 2 становить, у машини в період обстеження, відповідно:  $m_1 = 17,0$  кг і  $m_2 = 25,0$  кг; потужність, що отримується елементом обладнання, на якому проводяться вимірювання в період експлуатації  $P_n = 440$  КВт.

При вимірюванні середньоквадратичного значення віброшвидкості за однотипним підшипникових опор 1 і 2 отримані наступні результати:

Точка вимірювання	СКЗ віброшвидкості (мм/с)			
	V	H	A	$f_k$ , Гц
1	1,55	1,00	1,90	25
2	0,11	0,25	0,33	500

Значення питомої потужності вібрації у відповідності з відомим виразом:  $p_{ij} = \sum_{k=1}^N (v_{ijk}^2 \cdot f_k)$ ,

Вт/кг, складуть:

$$p_1 = (v_{1B}^2 \cdot f_k + v_{1Г}^2 \cdot f_k + v_{1O}^2 \cdot f_k) = (1,55^2 \cdot 25 + 1,0^2 \cdot 25 + 1,9^2 \cdot 25) = 175,3 \text{ Вт/кг};$$

$$p_2 = (v_{2B}^2 \cdot f_k + v_{2Г}^2 \cdot f_k + v_{2O}^2 \cdot f_k) = (0,11^2 \cdot 500 + 0,25^2 \cdot 500 + 0,33^2 \cdot 500) = 91,8 \text{ Вт/кг}$$

5 повна потужність  $P_i$ , що витрачається на вібрацію для кожної контрольної точки складе

$$P_1 = 17,0 \cdot 175,3 = 2980,1 \text{ Вт}, P_2 = 25,0 \cdot 91,8 = 2295,0 \text{ Вт}.$$

Потужність, що отримується елементом устаткування, на якому проводяться вимірювання  $P_n = 440 \text{ кВт}$ . Відносна величина втрат потужності на вібрацію за виразом

$$\varepsilon = \frac{\sum_i P_i}{P_n} = \frac{2980,1 + 2295,0}{440000} = 0,0120.$$

10 Це дозволяє оцінити ступінь пошкодження вузла як несуттєву - питома потужність, яка витрачається на вібрацію, збільшилася в  $0,0120/0,0114=1,05$  рази і видати рекомендації про можливість подальшої експлуатації машини без проведення ремонту.

15 Висновки: запропонований спосіб дозволить підвищити надійність і точність оцінки технічного стану обладнання за рахунок усунення з процесу діагностики суб'єктивного фактора, пов'язаного з використанням експертної оцінки при віднесенні обладнання до того чи іншого зі встановлених стандартом [2] класу машини.

Перелік посилань

1. Голуб Е.С. Диагностирование судовых технических средств: Справочник / Е.С. Голуб, Е.З. Мадорский, Г.Ш. Розенберг. - М.: Транспорт, 1993. - 150 с.

20 2. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1: Общие требования. - Введ. 01.07.99. - М: ИПК Изд-во стандартов. - 18 с.

3. Сидоров В.А. Техническая диагностика механического оборудования / В.А. Сидоров, В.М. Кравченко, В.Я. Седуш и др. - Донецк: Новый мир, 2003. - 125 с.

## ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

Спосіб оцінки технічного стану промислового обладнання, що включає отримання спектрів віброшвидкості  $v$  (мм/с) у частотному діапазоні від  $f_H$  до  $f_B$ , де  $f_H$ ,  $f_B$  - відповідно нижня і верхня частотні границі вимірювання вібрації в контрольних точках обладнання, який **відрізняється** тим, що додатково визначають величину питомої потужності вібрації  $p_{ij}$  для кожної контрольної точки  $i$ , що належить обстежуваному елементу устаткування за трьома взаємно перпендикулярними напрямками  $j$  ( $V$ ,  $H$ ,  $A$ , де  $V$  відповідає вертикальному напрямку,  $H$  - горизонтальному,  $A$  - осьовому) і повну потужність  $P_i$ , що витрачається на

35 вібрацію для кожної контрольної точки  $i$  у відповідності з виразом  $P_i = m_i \cdot \sqrt{\sum_j \left( \frac{p_{ij}}{K_j} \right)^2}$ , де  $m_i$  -

маса елемента устаткування, що припадає на опору в точці  $i$ ;  $K_j$  - коефіцієнт, що характеризує ступінь ослаблення вібраційного сигналу в напрямку  $j$ , за яким визначають відносну величину

втрат потужності на вібрацію за виразом  $\varepsilon = \frac{\sum_i P_i}{P_n}$ , де  $P_n$  - потужність, що отримується

40 елементом обладнання, і порівнюють отриману величину  $\varepsilon$  з граничним значенням, прийнятим для конкретного типорозміру обладнання на основі експериментального дослідження зразка, що знаходиться в справному стані.

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601