



**JOHN ATANASOFF SOCIETY
OF AUTOMATICS AND INFORMATICS**

**JOHN ATANASOFF
CELEBRATION DAYS**

International Conference

**AUTOMATICS
AND
INFORMATICS'11**

PROCEEDINGS

Published by

**JOHN ATANASOFF SOCIETY
OF AUTOMATICS AND INFORMATICS**

Bulgaria, Sofia, October 3 - 7, 2011

JOHN ATANASOFF SOCIETY OF AUTOMATICS AND INFORMATICS

Secretariat Address

Bulgaria

1000 Sofia

108 Rakovsky str.

Tel. (+359 2) 987 61 69

Fax (+359 2) 987 61 69

e-mail: sai@infotel.bg

www.sai.infotel.bg

www.sai.bg

VIBRATION DIAGNOSTICS PECULIARITY OF ELECTRIC MOTORS OF THE MINING MECHANIZATION

ОСОБЕНОСТИ НА ВИБРОДИАГНОСТИКАТА НА ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ОТ МИННАТА МЕХАНИЗАЦИЯ

V. Pojidaeva*, N. Christova**

В. Пожидаева*, Н. Христова**

*Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, Тел (+3592) 80 60303,

E-mail: vpojidaeva@abv.bg

**Химикотехнологичен и металургичен университет-София, Бул. Св.Климент Охридски 8, 1756 София, Тел (+3592) 8163134, E-mail: nikolinka@gmail.com

Abstract: This article comments the vibration control applicability for resource qualification of electric motors of the transmissions mining machines worked in the open-cast coal output. The investigations showed that the failures of the electric motor are indicated by its vibration spectrum, which is a precondition for creation of a standardized system for its vibration diagnostics.

Key words: Fault Diagnosis, Vibration Analysis, Mining machines

ВЪВЕДЕНИЕ

Непрекъснатият технологичен цикъл на добив на въглища и тяхното транспортиране, изискват висока степен на надеждност на минната механизация, в това число и на задвижванията. Тези обстоятелства предопределят необходимостта от внедряването на системи за контрол, които да предоставят на обслужващия персонал информация за евентуални зараждания се повреди с цел съвременна ремонтна намеса. За откриването на повреди от механичен произход, особено ефективен е контролът на вибрациите, който изисква предварителни експериментални изследвания за определяне на показателни за конкретни повреди вибрационни характеристики и параметри.

Обект на настоящото изследване е разпознаването на повреди от механичен произход в електродвигателите от задвижванията на минната механизация, чрез контрол на вибрациите.

Експерименталните измервания са реализирани с апарат Vibrospect на фирма PRUFTECHNIK, в производствени условия, при експлоатацията на електродвигателите от тип "DSRCJ 4516-4" (500 kW, 1478 min⁻¹) от задвижните станции на по-голямата част от гумено-транспортните ленти в предприятията за открит въгледобив.

Всички измервания са проведени при работа на лентите под товар. Експерименталните данни са получени при провеждането на периодичен контрол на двигателите (Фиг. 1) в продължение на един междуремонтен цикъл.

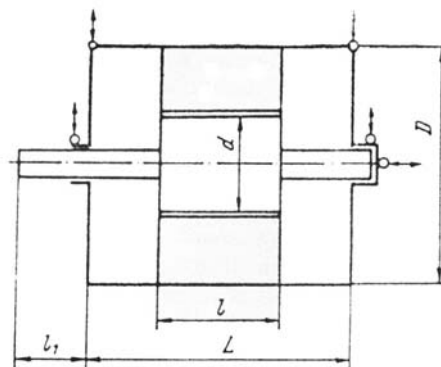
ПОСТАНОВКА НА ЗАДАЧАТА

Вибрациите от механичен произход са основните във вибрационния спектър на електродвигателите и се дължат на неуравновесеността на ротора, влошеното състояние или износване на търкалящите се лагери и некачествен монтаж за експлоатация. Съгласно [1, 2], вибрациите,

представени чрез ефективната стойност на виброскоростта, се описват от израза:

$$V_{ef} \approx \sqrt{V_1^2 + V_2^2 + V_3^2}, \text{ mm/s} \quad (1)$$

Компонентите на вибрационната скорост трябва да бъдат определени за коректна бъдеща диагностика.



Фиг. 1. Схема на разположение на точките за контрол на вибрации

➤ V_1 е компонент на скоростта с честота $f_1 = n/60$, Hz (обороти, min⁻¹) – възбужда се от неуравновесеността на ротора и биенето на оста на лагерите, както и от некачествен монтаж при експлоатация.

$$V_1 = \sqrt{V_u^2 + V_p^2}, \text{ mm/s} \quad (2)$$

V_u – компонент на скоростта от дебаланс на ротора;

V_p – компонент на скоростта от хлабина в лагерите.

$$V_u = \frac{1}{2}(V_s + V_m), \text{ mm/s} \quad (3)$$

V_s – компонент на скоростта от статичен дебаланс;

V_m – компонент на скоростта от моментен дебаланс.

$$V_s = \frac{2\pi}{\sqrt{2}} f_1 e \frac{m_r}{m_m} \cdot 10^{-6}, \text{ mm/s} \quad (4)$$

$$V_m = V_s \cdot k_1, \text{ mm/s} \quad (5)$$

Означенията във формули (4) и (5) са както следва:

m_r – маса на ротора, kg

m_m – маса на двигателя, kg

k_1 – коефициент на чувствителност към моментната неуравновесеност

$$k_1 = \frac{3}{1 + \left(\frac{D}{L}\right)^2} \cdot \frac{\ell}{L} \quad (6)$$

e – относителен дебаланс, μm

ℓ, L, d, D – конструктивни размери (Фиг.1).

Наличието на радиална хлабина или стегнатост в лагера създава предпоставка за отместване на геометричната ос на вала от теоретичната ос на ротация (Фиг. 2). Отместването се определя като “**ексцентрицитет**”, който освен от радиалната хлабина зависи още и от деформациите в лагерните опори и вала. Понятието ексцентрицитет се свързва не само с отместването на геометричната ос на вала, но и с отместването на масовият му център, като следствие на неизбежно съществуващия **дебаланс**.

Съгласно предписанията от стандарта норми за качество на балансиране на ротори [1, 2, 3], допустимият ексцентрицитет като количествен показател за неуравновесеност на изследвания тип двигатели е в границите 80-100 μm .

След измерване на ефективната стойност на виброскоростта границите на допустимия ексцентрицитет e , могат да бъдат установени от зависимостта:

$$e \leq (18,5 \div 23,2) V_{ef} \quad (7)$$

$$V_p = \frac{1}{2}(V_c + V_o), \text{ mm/s} \quad (8)$$

V_c – скорост при синфазно преместване

$$V_c = \frac{2\pi}{\sqrt{2}} f_1 a_1 \frac{m_r}{m_m} \cdot 10^{-6}, \text{ mm/s} \quad (9)$$

V_o – скорост при преместване в противофаза

$$V_o = V_c \left(\frac{\ell}{L}\right)^2, \text{ mm/s} \quad (10)$$

Означенията във формули 9 и 10 са:

$$a_1 = 0,33 \sqrt{\frac{\delta}{d}} \sqrt{\frac{\lambda_1^2 + \lambda_2^2}{2}}, \mu\text{m} \quad (11)$$

където: δ – радиална лагерна хлабина, μm

d – диаметър на търкалящите тела, mm

λ_1 – странично (челно) биене на пътечката на търкаляне на вътрешния пръстен, μm

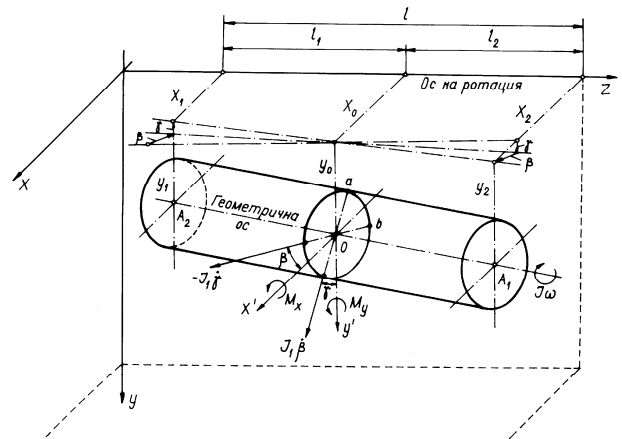
λ_2 – челно биене на опорните челни повърхнини, μm .

В теорията на вибрациите [2, 3] дебалансът и ексцентрицитетът на роторите се разглеждат като причини за възникването на **неуравновесени сили от механичен произход**, предизвикващи “**тръскащи**” трептения, т.е. вибрации от I-ви порядък.

Въпреки, че тези два конструктивни фактори (дебаланс и ексцентрицитет) действат заедно и са взаимно зависими, в различните по големина и конструкция ротори и лагерни възли, те се проявяват в различна степен. При тежко натоварените и нискочестотни ротори влиянието на неуравновесеността върху вибрационните характеристики е нищожно и не се отчита.

Последното обстоятелство се засилва още повече и от факта, че началната монтажна радиална хлабина в само-нагаждащите се ролкови лагери от разглежданите механизми е по-голяма по стойност от стандартно предписаната стойност за качество на балансиране на ротори и ексцентрицитет съгласно ISO 2373. Това дава основание да се приеме, че наличието на неуравновесени механични сили, пораждащи вибрации на ротора от I-ви порядък, са резултат на **ексцентрицитет, породен от радиалната хлабина** и деформациите в лагерните опори.

Следователно за установяването на зависимост между увеличаването на радиалната хлабина и вибрационните характеристики на лагерите е необходимо да се изследва траекторията на геометричната ос на лагерования вал (Фиг. 3).



Фиг.2. Ексцентрицитет на ротора

➤ V_2 е компонент на виброскоростта с честота $f_2 = 2 f_1$, Hz, предизвикан от овалност на лагерните шийки или на вала.

$$V_2 = \frac{4\pi}{\sqrt{2}} f_1 a_2 \frac{m_r}{m_b} \cdot k_2 \cdot 10^{-6}, \text{ mm/s} \quad (12)$$

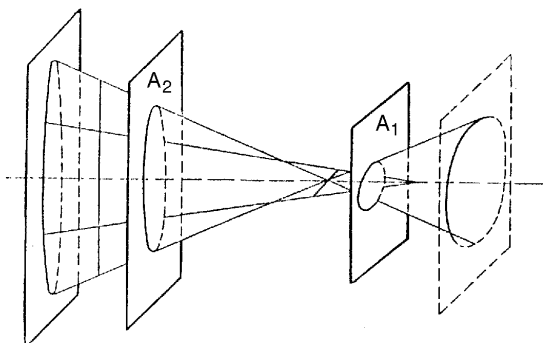
където: m_b – маса на корпуса, заедно със статора и щитовете, kg

$a_2 = (0,35 - 0,5) \gamma$, радиално преместване от овалността на шийката, γ е стандартна стойност за овалност на шийката на ротора.

k_2 – коефициент на динамично усилване на вибрациите.

$$k_2 = \frac{1}{1 + \frac{m_r}{m_b} \cdot 4 \left(\frac{f_1}{f_o}\right)^2} \quad (13)$$

f_o – критична честота на ротора, Hz.



Фиг. 3. Траектория на геометричната ос на ротора

- V_3 е обща вибрационна скорост в диапазона от $3 f_1$ до най-голямата контролирана честота. Тя се възбужда от отклонения във формата на елементите на търкалящите лагери, повреди в тях и увеличаването на хлабините.

$$V_3 = f_1 \frac{V_b}{25} \cdot \frac{m_r}{m_b} \cdot k_3, \text{ mm/s} \quad (14)$$

$k_3 = 9 \div 12$ – коефициент на динамично усилване на вибрациите, който се определя експериментално.

Вибрационната скорост V_b на външната гривна на търкалящите се лагери при честота на въртене 1500 min^{-1} (25 Hz) и комбинирано (радиално и осово) натоварване е от порядъка $0.33 - 0.40 \text{ mm/s}$.

ВИБРОАНАЛИЗ

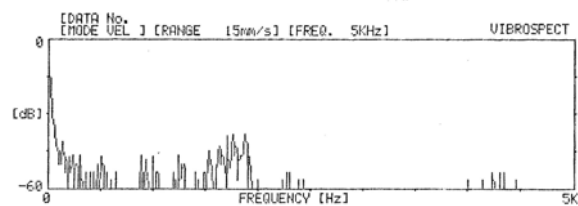
За контрол на качеството на монтажа в [2] се препоръчва сравнителен анализ на измерените радиални и аксиални вибрационни стойности на вибропоказателите (виброскорост или виброускорение) и тяхната фазова разлика.

Търкалящите лагери, които нормално работят при т. нар. импулсни, високочестотни вибрации [4], присъстващи във вибрационния спектър на изследвания двигател в диапазона $2 - 5 \text{ kHz}$. При проведените контролни измервания с апарат Vibrospect, промяната в състоянието на търкалящите лагери ясно се вижда и в честотния спектър (Фиг. 4, 5, 6, 7).

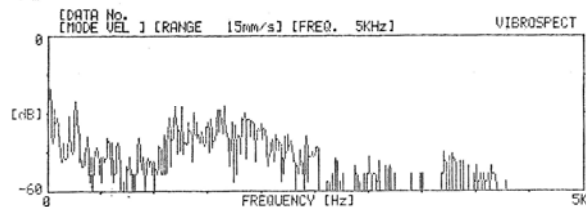
Увеличените вибрационни стойности в честотния диапазон $2-5 \text{ kHz}$, илюстрират точно процесите на поява на локални дефекти и тяхното развитие до момента на излизането на двигателя в основен ремонт.

В показаните честотни спектри ясно се вижда появата и нарастването на честотните компоненти от лагерен произход ($2-5 \text{ kHz}$), като резултат на промяна в техническото им състояние.

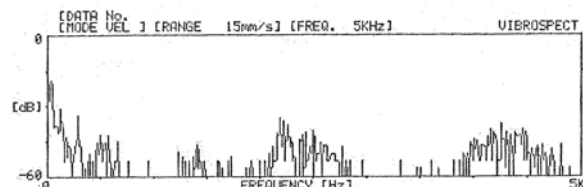
Тази промяна ще доведе и до нарастването на V_{eff} , което от своя страна може да се обвърже с два илюстративни за лагерната диагностика параметри, а именно: радиална хлабина и дълготрайност на износване L_o (Фиг. 8).



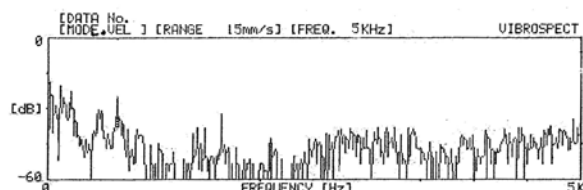
Фиг. 4. Честотен спектър на електродвигател след основен ремонт



Фиг. 5. Честотен спектър на електродвигател в експлоатация 6 месеца след основен ремонт



Фиг. 6. Честотен спектър на електродвигател в експлоатация 15 месеца след основен ремонт



Фиг. 7. Честотен спектър на електродвигател в експлоатация 18 месеца след основен ремонт

Тъй като радиалната хлабина е параметър, който пряко влияе на ексцентрицитата e , то имайки предвид формула (7), може да се нормира издръжливостта на лагера и големината на радиалната хлабина в зависимост от измерената стойност на V_{eff} . На Фиг. 8 с помощта на цифрите $1-2-3-4$ и $1^1-2^1-3^1-4^1$ са показани двете граници, илюстриращи диапазона на експлоатационно състояние на лагер тип NU 326 от разглеждания двигател.

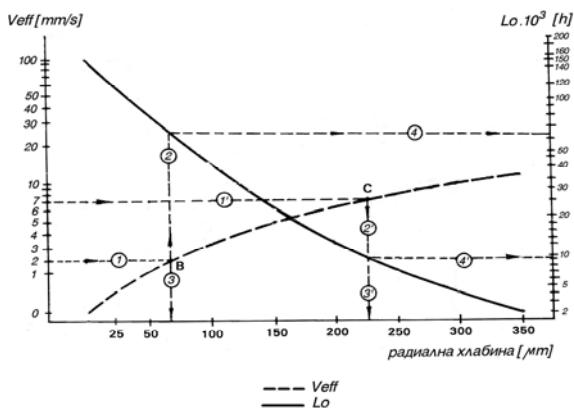
Построена е номограма за директно отчитане на радиалната хлабина и остатъчният лагерен живот според амплитудата на ефективната виброскорост на хармоника от честотата на въртене (Фиг. 8).

Радиалната хлабина в лагера, като показател, илюстриращ количествено степента на износване, има пряко отношение към живота на лагера. Освен това, обвързването на вибрационните характеристики на лагерния възел с големината на радиалната хлабина и лагерния живот позволява диагностичният виброконтрол да придобие и прогнозен характер след натрупване на достатъчно статистически материал.

ИЗВОДИ

Отчитането на радиалната хлабина и остатъчния лагерен ресурс според измерената ефективна стойност на виброскоростта по програмно получената номограма е илюстрирано за два отделни случая на Фиг. 8 и се реализира в следния ред:

- На база измерени стойности на V_{eff} се пресича кривата на виброскоростта от номограмата – линия 1 или 1'.
- От пресечните точки b или c се издига (линия 2) или спуска (линия 2') перпендикуляр до пресичането на кривата на дълготрайността L и чрез линия 4 или 4' се отчита остатъчният ресурс.
- Отчитането на радиалната хлабина се осъществява посредством линия 3 или 3', спусната от точка b или c към оста на хлабините.



Фиг. 8. Зависимости на радиалната хлабина и лагерния живот

В заключение може да се каже, че разглежданият тип електродвигател притежава характеристики, които позволяват прилагането на бездемонтажен виброконтрол за ресурсно окачествяване. Независимо от подходящите роторни честоти обаче, тези двигатели не са монтирани върху фундаменти и този факт изисква разработването на нормирана система за виброконтрол, уточняваща акуратни стойности на вибропоказателите за конкретното място на вграждане в двигателя.

Настоящото изследване показва, че разпознаването на неизправности от механичен произход в електродвигателите от задвижванията на минната механизация, чрез контрол на вибрациите е постижимо след нормиране на стойностите на вибропоказателите. Сравняването на измерените стойности директно със стандартно предписаните не е целесъобразно, поради спецификата в конструкциите на минните машини. Доколкото неизправностите от механичен произход в електродвигателите се ограничават до несъсност и състояние на търкалящите лагери и неточности в монтажа и центровката, то контролът на ефективната стойност на виброскоростта е показателна за техническото състояние.

Бъдещите изследвания ще са насочени към създаване на диагностични модели, които ще бъдат използвани за целите на предсказващата диагностика и поддръжка на съоръженията.

БЛАГОДАРНОСТ

Изследванията са финансирани от Фонд “Научни изследвания” (Ф“НИ”) към Министерството на образованието, младежта и науката по проект „Интелигентни системи за диагностика и вземане на решения в технологични процеси” № ТК-01-485/08.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рачев Д., Божилов Г., Скодрева Г., Шум и вибрации на електрически машини и трансформатори. Техника, София, 1982.
2. Broch J. T., Mechanical Vibration and Shock Measurements, Bruel and Kjaer, Denmark, 1984.
3. Staidel R.F., An Introduction to Mechanical Vibration, WILEY, New York, 1989.
4. Rao, J. S., *Vibratory Condition Monitoring of Machines*, Alpha Science International Ltd., 2000.
5. Carden, E.P., & Fanning, P. Vibration based condition monitoring: a review, *Structural Health Monitoring*, 3(4), 355–377, 2003.