

ДИАГНОСТИКА НА ТЪРКАЛЯЩИ ЛАГЕРИ ОТ МАШИНИТЕ ЗА ДОБИВ И ОБРАБОТКА НА СКАЛНИ МАТЕРИАЛИ

Вяра Пожидаева

Минно-геоложки университет
"Св. Иван Рилски"
София 1700, България

РЕЗЮМЕ

В статията се разглежда въпросът за влиянието на износването в търкалящите лагери, изразено чрез увеличаване на радиалната им хлабина, върху динамичните характеристики на диамантените дискове от дисковите и обрязващи машини за обработка на скално-облицовъчни материали. Предложен е метод за идентифициране на големината на радиалната хлабина, чрез бездемонтажен контрол на вибрациите.

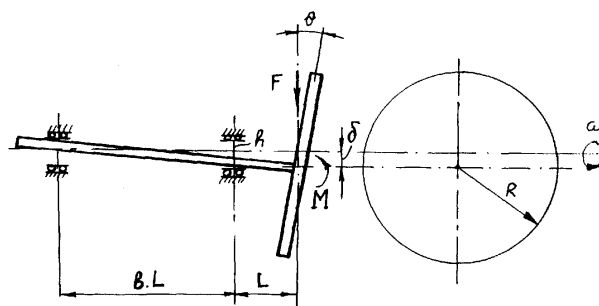
Основен проблем при техническото обслужване на машините за добив и обработка на скалнооблицовъчни материали е контролът на състоянието на отделните възли и детайли на конструкцията през експлоатационния период. Този контрол е свързан пряко с качеството на продукцията и се реализира, чрез трудоемки и времепоглъщащи монтаж-демонтажни операции.

Методите за техническа диагностика и по-специално бездемонтажният контрол на вибрациите, са средство за прецизиране и осъвременяване на техническото обслужване на машините в отрасъла. Машините сами реагират на дефекти и износване в детайлите и възлите, лош монтаж и др., променяйки вибрационното си поведение. Внедряването на бездемонтажният виброконтрол изисква предварително нормиране на вибрационните показатели (по честота и амплитуда) в съответствие с конструктивните особености на конкретната машина.

В случая, е разгледан въпросът за влиянието на износването в търкалящите лагери (увеличаване на радиалната хлабина) върху вибрационните характеристики на диамантения диск от дисковите и обрязващите машини. Както е известно, радиалната хлабина в лагерите се идентифицира с динамичен ексцентрицитет, което е еквивалентно на дебаланс (Божилев Г., 1985). Ако приемем, че дискът е напълно уравновесен, то радиалната хлабина в лагера създава предпоставка за отместване на геометричния му център от теоретичната ос на ротация (фиг. 1).

За изследването на проблема се правят следните допускания: валът е недеформируем, с пренебрежимо малка маса спрямо диска, лагерните щитове са идеално твърди в радиално направление и играят роля на виброакустични мостове, пренебрегнато е демпфери-

рането в системата. Валът и диска са съосни и ротира с еднаква ъглова скорост. Отместването на геометричния център на диска от теоретичната ос на ротация, в следствие на радиалната хлабина в лагера, създава центробежна сила, която може да се представи чрез вертикална компонента F и момент M (Цзе С., 1966) (фиг. 1).



Фигура 1.

$$\begin{cases} F = m\omega^2\delta \\ M = I_g\omega^2\theta \end{cases} \quad (1)$$

където:

- m - маса на диска;
- ω - ъглова скорост;
- $I_g = m \frac{R^2}{4}$ - инерционен радиус на диска спрямо неговия диаметър;
- δ и θ - параметри определящи отместването на геометричния център на диска, спрямо оста на ротация.

Използвайки методът на коефициентите на влияние и теоремата за взаимността на Максвел, за θ и δ следва:

$$\begin{cases} \delta = F\delta_F + M\delta_M \\ \theta = F\theta_F + M\theta_M \end{cases} \quad (2)$$

където: $\delta_F, \delta_M, \theta_F, \theta_M$ са коефициенти на влияние, отчитащи линейното и ъгловото отместване на оста на вала от теоретичната ос на ротация, както следва:

$$\delta_F = \left(\frac{L^3}{3EI} \right) (1 + b)$$

отклонение на оста на вала предизвикано от единица приложена сила.

$$\delta_M = \left(\frac{L^2}{6EI} \right) (3 + 2b)$$

отклонение на оста на вала, предизвикано от единица приложен момент.

$$\theta_F = \left(\frac{L^2}{6EI} \right) (3 + 2b)$$

ъгъл на наклона на вала от единица приложена сила ($\delta_M = \theta_F$)

$$\theta_M = \left(\frac{L}{3EI} \right) (3 + b)$$

ъгъл на наклона на вала от единица приложен момент.

След заместване на коефициентите на влияние и преобразуване на уравнения (2), за честотното уравнение на системата се получава:

$$\begin{cases} (1 - m\omega^2\delta_F)\delta + (I_g\omega^2\delta_M)\theta = 0 \\ (m\omega^2\theta_F)\delta - (1 + I_g\omega^2\theta_M)\theta = 0 \end{cases} \quad (3)$$

От уравнения (3) могат да бъдат определени честотата и амплитудата на вибрациите от радиалната хлабина в системата, както и нейната големина. За големината на радиалната хлабина h , след елементарни геометрични преобразувания се получава:

$$h \approx 2(\delta - tg\theta) \quad (4)$$

Формула (4) е приблизително решение за големината на радиалната хлабина поради направените допускания за опростяване на анализа. Тя може да се използва със задоволителна за практиката точност само при дискове, конструктивно изпълнени съгласно схемата на фиг. 1 и работещи в границите на оптималните скорости на рязане.

Възприетият подход за анализирането на честотните характеристики на системата като функция на радиалната хлабина, добре илюстрира необходимостта от нормиране на вибрационните показатели съобразно конструкцията на отделната машина и нейните специфични особености като: качество на балансировка, динамични напрежения, деформационни и съпротивителни характеристики, устойчивост, вид на окачването, податливост на фундаментите и др.

Техническата реализация на бездемонтажния виброконтрол, предоставя възможност за ранна диагностика на зараждащите се повреди в машините и своевременно ремонтна намеса.

ЛИТЕРАТУРА

- Божилков Г., С. Банов. 1985. Вибрации и шум от лагерен произход при електрическите машини. *Годишник на Висшето учебно заведение, Техническа механика. Том XX, кн. 1.*
- Божилков Г. 1985. Взаимно влияние на ексцентрицитата и неуравновесеността на ротора върху вибрациите на електрическите машини. *ВМЕИ "Ленин" София.*
- Картавий Н. Г., Ю. И. Съчев, И. В. Волуев. 1988. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. *М. "Машиностроение".*
- Цзе Ф. С., И. Е. Морзе, Р. Т. Хинкл, 1966. Механические колебания. *М. "Машиностроение".*

DIAGNOSTICS OF ROLLING BEARINGS OF MACHINES FOR EXTRACTION AND PROCESSION OF ROCK MATERIALS

Viara Pojidaeva

University of Mining and Geology
St. Iv. Rilski
Sofia 1700, Bulgaria

RESUME

The article deals with the matter of rolling bearings wearing effect, expressed by increase of their radial clearance, on the dynamic characteristics of diamond discs of disc and cutting machines for processing of lining materials of rock origin. A method is proposed for establishing the size of the radial clearance by means of non-dismantling control of vibrations.

The main problem in the maintenance of machines for extraction and processing of lining materials of rock origin is how to control the condition of the separate units and architectonic components during the period of operation. This control is directly relating to the quality of the products and is implemented by means of labor and time consuming mounting and dismantling operations.

The methods of technical diagnostics, in particular the non-dismantling control of vibrations, are a means of making the maintenance of machines in this industry more precise and up-to-date. The machines themselves react to defects and wearing of their components and units, bad assembly, etc. by changing the conduct of their vibrations. The implementation of the non-dismantling control of vibrations requires normalizing of the vibration indicators (by frequency and amplitude) beforehand appropriate to the design characteristics of the particular machine.

In the particular case is treated the matter of the rolling bearings wearing effect (increase of the radial clearance) on the vibration characteristics of the diamond disc of disc and cutting machines. As it is known, the radial clearance in bearings is established by dynamic eccentricity, which is equivalent to unbalance [1,2]. If we assume that the disc is perfectly balanced, then the radial clearance in the bearing preconditions the shift of its geometic center from the theoretical rotation axis (Fig.1).

The following assumption were made in research of this problem: the shaft is non-deforming, its mass is insignificantly small as compared with the disc, the bearing shields are perfectly hard in radial direction and play the function of vibro-acoustic bridges, the damping in the system is ignored. The shaft and the disc are coaxial and rotate at one and the same angular speed. The shift of the geometical center of the disc from the theoretical rotation axis in result of the radial clearance in the bearing creates a centrifugal force, which could be presented by means a vertical component F and moment M [4] (Fig.1).

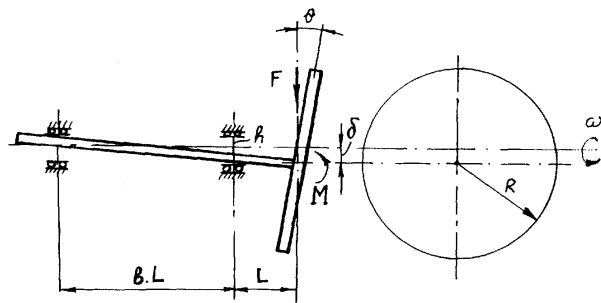


Figure 1.

$$\begin{cases} F = m\omega^2\delta \\ M = I_g\omega^2\theta \end{cases} \quad (1)$$

where:

- m - mass of the disc;
- ω - angular speed;
- $I_g = m \frac{R^2}{4}$ - radius of the disc inertia towards its diameter
- δ and θ - parameters, which determine the shift of the geometical center of the disc towards the rotation axis.

Using the method of the influence factors and the Maxwell's theorem of reciprocity, δ and θ are as follows:

$$\begin{cases} \delta = F\delta_F + M\delta_M \\ \theta = F\theta_F + M\theta_M \end{cases} \quad (2)$$

where: $\delta_F, \delta_M, \theta_F, \theta_M$ are influence factors reflecting the linear and the angular shift of the shaft axis from the theoretical rotation axis as follows:

$$\delta_F = \left(\frac{L^3}{3EI} \right) (1 + b)$$

Shift of the shaft axis caused by a force unit applied.

$$\delta_M = \left(\frac{L^2}{6EI} \right) (3 + 2b)$$

Shift of the shaft axis caused by a momentum unit applied.

$$\theta_F = \left(\frac{L^2}{6EI} \right) (3 + 2b)$$

Angle of shaft inclination caused by a force unit applied
($\delta_M = \theta_F$)

$$\theta_M = \left(\frac{L}{3EI} \right) (3 + b)$$

Angle of shaft inclination caused by a momentum unit applied.

After substitution of the influence factors and transformation of equations (2), for the frequency equation of the system is obtained:

$$\begin{cases} (1 - m\omega^2 \delta_F) \delta + (I_g \omega^2 \delta_M) \theta = 0 \\ (m\omega^2 \theta_F) \delta - (1 + I_g \omega^2 \theta_M) \theta = 0 \end{cases} \quad (3)$$

From equations (3) can be established the frequency and the amplitude of the vibrations due to radial clearance in the system and its size. After simple geometrical transformations is obtained the size of the radial clearance h:

$$h \approx 2(\delta - tg\theta) \quad (4)$$

Formula (4) is an approximate solution of the radial clearance size because of the assumptions made to simplify the analysis. It can be used with sufficient practical precision only with respect to discs, which are designed in accordance with the diagram on Fig.1 and operate within the optimum range of cutting speeds.

The adopted approach to analyzing the frequency characteristics of the system as a function of the radial clearance well illustrates the necessity for setting standards of the vibration indicators appropriate to the structure of the particular machine and its specific features such as: balance quality, dynamic stresses, deformation and strength characteristics, stability, suspension type, pliability of the foundations, etc.

The technical implementation of the non-dismantling vibrations control provides an opportunity for early diagnostics of pending damages in the machines and timely repair works.

REFERENCES:

- Bozhilov G., S. Banov. Vibrations and noise originating from bearings of electric machines. *Annual of the Higher Educational Establishments, Technical mechanics. Volume XX, Book 1, 1985.*
- Bozhilov G. Interrelated effect of eccentricity and rotor unbalance on the vibrations of electric machines. *Higher Institute of Mechanical and Electrical Engineering "Lenin", Sofia, 1985.*
- Kartaviy N.G., U.I.Sychev, I.V. Voluev. Equipment for production of lining materials from natural stones. *"Mashinostroenie" Magazine, 1988.*
- Zse F.S., I.E. Morse, R.T. Hinkel, Mechanical fluctuations. *"Mashinostroenie" Magazine, 1966.*

Recommended for publication by Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mining Electromechanics