

DETERMINATION OF THE ACOUSTIC POWER LEVEL EMITTED BY A MACHINE COMPONENT BY MEASURING

STANOVENIE HLADINY AKUSTICKÉHO VÝKONU EMITOVANEJ KOMPONENTOM STROJA MĚRANÍM KMITANÍH DISTRIBUČNÍCH VYÚSTKŮ POMOCÍ 3D TISKENÝCH VÝPLŇOVÝCH STRUKTUR

STANISLAV ŽIARAN, ONDREJ CHLEBO, LUBOMÍR ŠOOS

Slovak Technical University in Bratislava, Mechanical Engineering Faculty, Slovak republic, stanislav.ziaran@stuba.sk; ondrej.chlebo@stuba.sk; lubomir.soos@stuba.sk;

Abstract: The article applies a methodology for determining the acoustic power of air-borne sound which is generated by the vibration of machinery components or the machine itself. The calculation of the acoustic power level is realized by measuring the vibration acceleration and integrating it to the vibration velocity of the rigid surface of the machinery or its component. The methodology is verified when determining the acoustic power level of operated spinning headstocks on a test facility. Undesirable noise emissions of spinning headstock bearings, as well as their operating condition, can be monitored by measuring kinematic parameters, measuring vibration acceleration and its subsequent integration. The vibration velocity was used to determine the A-weighted level and Z-weighted level of the acoustic power and at the same time to evaluate the operating condition of the two selected spinning units. The article also evaluates the importance of the correct choice of the measuring point of the analyzed spinning headstock on the test equipment when determining the level of acoustic power, which has a decisive influence on the uncertainty of the measurement.

Keywords: Key words: stand, headstock bearing, vibration measurement, emissions, acoustic power

1. INTRODUCTION

The article applies a procedure for determining the acoustic power of air-borne sound which is generated by the vibration of the components of the test equipment of spinning headstock [7]. The primary source of acoustic waves is the mechanical vibration of a rigid structure. Acoustic vibration is a continuation of mechanical vibration in a fluid environment. The vibration of machinery components is caused by its dynamic imperfection which depends on the quality of production of machine components, their assembly, balancing of rotating components and maintenance of operating condition, vibro-isolation mounting and technological process [6]. The vibration of the components is dominant in most machines and thus, the emitted acoustic power of the machine is dominant, and in many cases the possible aerodynamic noise does not significantly contribute to the overall level of acoustic power.

1. ÚVOD

V článku sa aplikuje postup na stanovenie akustického výkonu zvuku prenášaného vzduchom, ktorý je generovaný kmitaním komponentov skúšobného zariadenia spriadacích vreteníkov [7]. Primárnym zdrojom akustického vlnenia je mechanické kmitanie tuhej konštrukcie. Akustické kmitanie je pokračovanie mechanického kmitania v tekutom prostredí. Kmitanie komponentov strojného zariadenia je spôsobené jeho dynamickou nedokonalosťou, ktorá je závislá od kvality výroby komponentov stroja, ich montáže, vyváženia rotujúcich komponentov, od udržiavania prevádzkového stavu, vibro-izolačného uloženia a technologického procesu [6]. Kmitanie komponentov je u väčšiny strojov dominujúce a teda aj emitovaný akustický výkon stroja bude dominujúci a v mnohých prípadoch možný aerodynamický hluk významne neprispieva k celkovej hladine akustického výkonu.

Determining the airborne noise emissions of a machine or its component by measuring the vibration of the machine's outer surface (part of the machine), may be important in numerous cases, e.g. when unwanted background noise (e.g. noise from other machines or sound reflected by room boundaries) has high levels compared to the noise directly emitted by the machine under test. It also plays a crucial role when the noise emitted by the vibration of the machine structure needs to be separated from the noise of aerodynamic origin, or when the noise emitted by the vibration of the machine structure has high levels compared to the aerodynamic component. Thus, the overall noise emission is primarily influenced by the vibration of the machine structure. This vibration measurement method can be used especially in cases where accurate direct measurements of airborne noise and determination of acoustic power, e.g. as stated in the set of standards ISO 3746 [9] and ISO 9614 [8], is not possible due to high background noise or other parasitic environmental disturbances. Another reason for using the vibration method is also when a distinction is required between the total radiated acoustic power of the machine and the acoustic power generated by the vibration of some structural component of this machine, for example the spinning unit. Spinning machinery contains tenths of spinning units, whose acoustic power, by measuring the velocity (acceleration) of vibration, may be determined for each spinning unit (Fig. 1). The calculated acoustic power (level) can be a source of determining the operating state of the spinning unit.

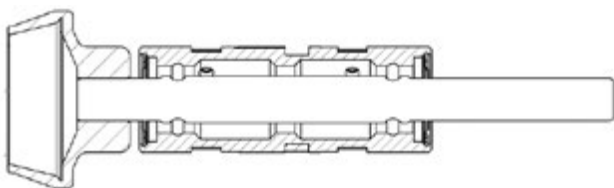


Fig. 1: The spindle of a spinning machine placed in a bearing and the headstocks testing device

In order to calculate the airborne sound power, in principle, data on the radiation factor is required, which allows the determination of the upper limit of the radiation A-weighted sound power level. For typical machines, this upper limit may exceed the actual A-weighted sound power level determined by sound in-

Stanovenie emisií hluku stroja alebo jeho komponentu prenášaných vzduchom, meraním kmitania vonkajšieho povrchu stroja (časti stroja), môže byť dôležité v prípadoch nežiaduceho hluku pozadia (napr. hluk z iných strojov alebo zvuk odrážaný ohraničením miestnosti) má vysoké hladiny v porovnaní s hlukom, ktorý priamo vyžaruje skúšaný stroj, alebo, keď hluk vyžarovaný kmitaním konštrukcie stroja je potrebné oddeliť od hluku aerodynamického pôvodu, alebo, keď hluk vyžarovaný kmitaním konštrukcie stroja má vysoké hladiny v porovnaní s aerodynamickou zložkou, takže celkové vyžarovanie hluku je ovplyvnené predovšetkým kmitaním konštrukcie stroja. Túto metódu merania kmitania možno použiť najmä v prípadoch, keď presné priame merania hluku prenášaného vzduchom a stanovenie akustického výkonu, napr. ako sa uvádza v súbore noriem ISO 3746 [9] a ISO 9614 [8], nie je možné z dôvodu vysokého hluku pozadia alebo iných parazitných rušivých vplyvov prostredia; alebo, ak sa vyžaduje rozlíšenie medzi celkovým vyžarovaným akustickým výkonom stroja a akustickým výkonom generovaným kmitaním niektorého komponentu konštrukcie tohto stroja, teda napríklad spriadacej jednotky. Spriadacie strojné zariadenie obsahuje desiatky spriadacích jednotiek, ktorých akustický výkon, meraním rýchlosti (zrýchlenia) kmitania, je možné určiť pre každú spriadaciu jednotku (Obr. 1). Vypočítaný akustický výkon (hladina) môže byť zdrojom určenia prevádzkového stavu spriadacej jednotky.



Obr. 1: Vretenník spriadacieho stroja uložený v ložisku a skúšobné zariadenie vretenníkov

Na výpočet vzduchom šíreného akustického výkonu sú v zásade potrebné údaje o faktore vyžarovania, ktorý umožňuje určiť hornú hranicu vyžarovania hladiny A akustického výkonu. Pre typické stroje môže táto horná hranica prekročiť skutočnú hladinu A akustického výkonu stanovenú vyžarovaním akustickej

tensity emission according to ISO 9614 [8] by up to 10 dB. A-weighted sound power level can be used to compare the sound power level of noise corresponding to vibrating machines of the same group with a similar construction.

Airborne acoustic power is determined on the assumption that this quantity is proportional to the root mean square value (rms value) of the normal component of the vibration velocity averaged over the area of the vibrating outer surface of the machine and is directly proportional to the area of the vibrating surface.

intenzity podľa ISO 9614 [8] až o 10 dB. Hladina A akustického výkonu sa môže použiť na porovnanie hladiny akustického výkonu hluku zodpovedajúceho kmitajúcim strojom rovnakej skupiny s podobnou konštrukciou.

Vzduchom prenášaný akustický výkon sa určuje za predpokladu, že táto veličina je úmerná strednej kvadratickej hodnote (efektívnej hodnote) normálovej zložky rýchlosti kmitania spriemerovanej na ploche kmitajúceho vonkajšieho povrchu stroja a je priamo úmerná ploche kmitajúceho povrchu.

2. OBJECTIVE OF MEASUREMENT OF VIBRATION ACCELERATION AND MEASUREMENT TECHNIQUE

2.1. Objective of Measurement

The aim of the experimental tests carried out on the test equipment for determining the lifetime of spinning headstocks and performed directly on the bearing rotor unit (see Fig. 1) was to identify the dynamic load (vibration and noise) and, based on the parameters of the vibration, to determine the differences in the noise emissions of the selected spinning units. This also served to verify their objectivity both in terms of repeatability and reproducibility of measurements in determining the upper limit of A-weighting level of the acoustic power of noise emitted by the spinning units. The aim of the measurement of vibration acceleration was to analyze the magnitude of kinematic quantities (acceleration and velocity) acting on the outer ring of the bearing, or its mounting in the mechanical system. Vibration quantities are not affected by surrounding vibration as in the case of audio signal sensing, which is more or less affected by residual noise (background noise) [2, 3, 4]. The methodologies therefore used a clear relations between mechanical and acoustic vibration.

2.2. Measurement Technique

A modern measuring technique from the renowned Bruel & Kjaer (B&K) company was used to measure mechanical vibration, namely the 12-channel B&K PULSE 3053-B-120 measuring card; accelerometers B&K 4518 with a usable frequency range from 1 Hz to

2. CIEĽ MERANÍ ZRÝCHLENIA KMITANIA A MERACIA TECHNIKA

2.1. Cieľ meraní

Cieľ experimentálnych skúšok na skúšobnom zariadení stanovenia životnosti spriadacích vretenníkov a priamo na rotorovej jednotke ložiska (pozri Obr. 1) je identifikovať dynamické zaťaženie (kmitanie a hluk) a na základe parametrov kmitania stanoviť rozdiely vo vyžarovaní emisií hluku vybraných spriadacích jednotiek a súčasne overiť ich objektívnosť tak z hľadiska opakovateľnosti, ako aj reprodukovateľnosti meraní pri určovaní hornej hranice hladiny A akustického výkonu hluku emitovaného spriadacími jednotkami. Cieľ merania zrýchlenia kmitania je analyzovať veľkosť kinematických veličín (zrýchlenia a rýchlosti) pôsobiacich na vonkajší krúžok ložiska, resp. jeho uloženie v mechanickej sústave. Veličiny kmitania nie sú ovplyvnené okolitým kmitaním tak, ako pri snímaní zvukového signálu, ktorý je viac alebo menej ovplyvnený reziduálnym hlukom (hlukom pozadia) [2, 3, 4]. V metodikách sa teda využíva jednoznačná súvislosť medzi mechanickým a akustickým kmitaním.

2.2. Meracia technika

Pri meraní mechanického kmitania sa použila moderná meracia technika od renomovanej firmy Bruel & Kjaer (B&K), a to 12 kanálová meracia karta B&K PULSE 3053-B-120; akcelerometre B&K 4518 s využiteľným frekvenčným rozsahom od 1 Hz do 20 kHz o hmotnosti

20 kHz weighing 1.5 g; integrating acceleration measurement vibrometer with vibration velocity output, which is a quantitative and qualitative indicator of the dynamics of machinery with rotating and reciprocating masses, as well as the impact loads in accordance with the ISO 20816 and ISO 2954 set standards; a sound analyzer with 2250 B&K a usable frequency range up to 25 600 Hz for control recording of measured signals, including residual noise; a B&K 8207 impact hammer with a maximum impact force of 35 584 N to excite the Eigen frequencies of the Eigen vibration modes of the structure when verifying the measuring chain and the influence of the surrounding vibration on the headstock bearing and other complementary technique supporting the measurement. PULSE Reflex software was used for signal processing. Verification of the measuring chain was performed using modal analysis and its response at the measuring point [2].

1,5 g; integrujúci vibrometer merania zrýchlenia s výstupom rýchlosti kmitania, ktoré je kvantitatívnym aj kvalitatívnym ukazovateľom dynamiky strojových zariadení s otáčajúcimi a vratnými hmotami, ako aj rázového zaťaženia v zhode s normami súboru ISO 20816 a ISO 2954; zvukový analyzátor s 2250 B&K využiteľným frekvenčným rozsahom do 25 600 Hz pre kontrolný záznam meraných signálov vrátane reziduálneho hluku; rázové kladívko B&K 8207 s maximálnou rázovou silou 35 584 N na vybudenie vlastných frekvencií vlastných tvarov kmitania konštrukcie pri overovaní meracieho reťazca a vplyvu okolitého kmitania na ložisko vretenníka a iná dopĺňajúca technika podporujúca meranie. Na spracovanie signálov sa použil softvér PULSE Reflex. Overenie meracieho reťazca sa vykonalo pomocou modálnej analýzy a jej ozvy v meracom bode [2].

3. DETERMINATION OF ACOUSTIC POWER LEVEL BY MEASUREMENT VIBRATION

The method is only applicable to noise emitted by vibrating surfaces of rigid structures and not to noise generated by the aerodynamic principle. However, it may also be used in cases where accurate direct measurements of airborne noise are not possible due to high background noise or other parasitic environmental disturbances, or if a distinction is required between the total radiated acoustic power of the test equipment and the acoustic power generated by the vibration of some component of that equipment. The procedure for determining the level A of the acoustic power presented in this article can be generalized for different types of machines as well as spinning units, respecting a representative statistical selection of the examined type of headstock and its bearing.

3.1. Calculation of acoustic power

The air-borne acoustic power with A-weighting radiated by the machine or its component, caused only by the vibration of the structure of its outer surface S , for P_A the radiation factor $\varepsilon_A = 1$ is determined from the equation [7]

3. STANOVENIA HLADINY AKUSTICKÉHO VÝKONU MERANÍM KMITANIA

Metóda je použiteľná len pre hluk, ktorý je emitovaný kmitajúcimi povrchmi tuhých konštrukcií a nie pre hluk generovaný aerodynamickým princípom a v prípadoch, keď presné priame merania hluku prenášaného vzduchom nie je možné z dôvodu vysokého hluku pozadia alebo iných parazitných rušivých vplyvov prostredia; alebo, ak sa vyžaduje rozlíšenie medzi celkovým vyžarovaným akustickým výkonom skúšobného zariadenia a akustickým výkonom generovaným kmitaním niektorého komponentu tohto zariadenia. Postup stanovenia hladiny A akustického výkonu uvedený v tomto článku je možné zovšeobecniť pre rôzne druhy strojov ako aj spriadacích jednotiek rešpektujúc reprezentatívny štatistický výber skúmaného typu vretenníka a jeho ložiska.

3.1. Výpočet akustického výkonu

Vzduchom prenášaný akustický výkon P_A , s vážením A vyžarovaný strojom alebo jeho komponentom, spôsobený iba kmitaním konštrukcie jeho vonkajšieho povrchu S , pre faktor vyžarovania $\varepsilon_A = 1$ sa určí z rovnice [7]

$$P_A = Z_c \bar{v}_A^2 \quad (1)$$

For the A-weighted radiation factor and for, Z_c , which is the normalized characteristic acoustic impedance $Z_{c,n} = 411 \text{ N s/m}^3$. This impedance is used in accordance with the basic international standards for which ISO 3740 [10] provides instructions for use and corresponds to meteorological conditions for atmospheric temperature $t_0 = 23^\circ\text{C}$ and barometric pressure $p_b = 1\,013 \text{ hPa}$. These assumptions provide an upper limit on the A-weighted airborne sound power

$$P_{A,\max} = Z_{c,n} \bar{v}_A^2 \quad (2)$$

Forming the basis for the method which requires that only the values of $\bar{v}_A^2$ and S , i.e. the values of the effective velocity and the size of the radiation surface, be determined.

The $\bar{v}_A^2$ value is obtained from measurements of the A-weighted rms value of the component of the vibration velocity perpendicular to the external surface of the machine or component and for a sufficient number of measurement points distributed over its corresponding external surface. The arrangement and number of measuring points can be considered sufficient if the value $\bar{v}_A^2$ remains stable within the accuracy of the method for the increasing number and changed arrangement of the measuring points.

It is convenient to divide the surface area of the machine, so that it is possible to classify the acoustic power radiated from the various components of the machine. The consequence of this division is that each surface of the machine emits sound independently.

It should be borne in mind that the spatial change of the vibration velocity depends on the number of simultaneously excited resonance modes in the monitored frequency band, the degree of non-uniformity of the structure (e.g. stiffness and change of inertia) and the spatial distribution of the excitation forces. A major problem arises when very few Eigen frequencies of the Eigen modes are excited within a significant frequency band, which is the low-frequency region. However, these frequencies have a negligible effect on the A-weighted level.

$$P_A = Z_c \bar{v}_A^2 \quad (1)$$

Pre faktor vyžarovania s vážením A a pre Z_c čo je normalizovaná charakteristická akustická impedancia $Z_{c,n} = 411 \text{ N s/m}^3$. Táto impedancia sa používa v súlade so základnými medzinárodnými normami, pre ktoré ISO 3740 [10] poskytuje návod na použitie a zodpovedá meteorologickým podmienkam pre atmosférickú teplotu $t_0 = 23^\circ\text{C}$ a barometrický tlak $p_b = 1\,013 \text{ hPa}$. Tieto predpoklady poskytujú hornú hranicu A-váženého akustického výkonu prenášaného vzduchom

$$P_{A,\max} = Z_{c,n} \bar{v}_A^2 \quad (2)$$

tvoriaci základ pre metódu, ktorá vyžaduje, aby sa zistili len hodnoty $\bar{v}_A^2$ a S , teda hodnoty efektívnej rýchlosti a veľkosti plochy vyžarovania.

Hodnota $\bar{v}_A^2$ sa získa z meraní A-váženej efektívnej hodnoty zložky rýchlosti kmitania kolmej na vonkajší povrch stroja alebo komponentu a pre dostatočný počet meracích miest rozmiestnených po jeho zodpovedajúcom vonkajšom povrchu. Usporiadanie a počet meracích miest možno brať do úvahy za dostatočný, ak hodnota $\bar{v}_A^2$ zostane stabilná v rámci presnosti metódy pre rastúci počet a zmenené usporiadanie meracích miest.

Je vhodné rozdeliť povrch plochy stroja tak, aby bolo možné klasifikovať akustický výkon vyžarovaný z rôznych komponentov stroja. Dôsledkom tohto rozdelenia je, že každý povrch stroja vyžaruje zvuk nezávisle.

Treba mať na zreteli, že priestorová zmena rýchlosti kmitania závisí od počtu súčasne vybudенých rezonančných tvarov v sledovanom frekvenčnom pásme, stupňa nerovnomernosti konštrukcie (napr. tuhosť a zmena zotrvačnosti) a priestorového rozloženia budiacich síl. Veľký problém nastáva, keď je v rámci významného frekvenčného pásma vybudенých len veľmi málo vlastných frekvencií vlastných tvarov, čo je oblasť nízkych frekvencií. Tieto frekvencie však majú zanedbateľný vplyv na hladinu A.

Plochu príslušného vonkajšieho povrchu stroja S , možno ľahko vypočítať, ak je tvar vonkajšieho povrchu stroja jednoduchý (napr. valcový, guľový alebo zložený z plochých plechov). Istý problém je vyžarovanie zo spojených kon-

The area of the relevant outer surface of the machine, S , can be easily calculated if the shape of the outer surface of the machine is simple (e.g. cylindrical, spherical or composed of flat sheets). A certain problem is radiation from connected structures such as pipes, flanges and supports, radiation from the supporting structure (frame), the surface of ribs, perforated surfaces and support structures. It is recommended that the machine surface S , be defined for specific types of machinery. In the case under investigation, the surface of the outer ring is a cylindrical surface (see Fig. 1).

3. 2. Determination of the vibration velocity on a vibrating measuring surface

To a large extent, the accuracy of the measurement results depends on the number and distribution of measurement points and on the distribution of the vibration velocity on the vibrating measuring surface. If the machine has uniformly repeating structures and if there are geometric symmetries and symmetries of the excitation forces, then provided that preliminary investigations have shown that all structural elements are equivalent with respect to the mean value of A-weight in level of the vibration velocity, measurements may be made on one such structure. For evenly distributed measuring points, the vibrating measuring surface of the area S , is divided into N parts, each of which has an area S/N . One measuring point must be located in the center of each sub-area. For unequal distributed measuring points, when elements of the vibrating measuring surface vibrate more intensely than others, the measuring points can be more densely distributed on those parts that vibrate with higher intensity. In this case, each measurement point i represents one partial area of the surface, S_i . A-weighted levels of the vibration velocity (machine surface, component) due to the ambient vibration velocity levels averaged from the measurement points on the measuring surface, must be at least 3 dB below the average value of the vibration velocity level of the tested noise source during operational measurements in the presence of this ambient vibration velocity.

štrukcií, ako sú rúry, príruby a podpery, vyžarovanie z nosnej konštrukcie (rámu), povrchu rebier, perforovaných povrchov a podporných konštrukcií. Odporúča sa, aby sa povrch stroja S , definoval pre konkrétne druhy strojných zariadení. V skúmanom prípade je povrch vonkajšieho krúžku valcová plocha (pozri obr. 1).

3. 2. Stanovenie rýchlosti kmitania na kmitajúcej meracej ploche

Vo veľkej miere presnosť výsledkov merania závisí od počtu a rozmiestnenia meracích miest a od rozloženia rýchlosti kmitania na kmitajúcej meracej ploche. Ak má stroj rovnomerne sa opakujúce konštrukcie a ak existujú geometrické symetrie a symetrie budiacich síl, potom za predpokladu, ak predbežné skúmania preukázali, že všetky konštrukčné prvky sú ekvivalentné vzhľadom na strednú hodnotu hladiny A rýchlosti kmitania, možno vykonať merania na jednej takejto konštrukcii. Pre rovnomerne rozložené meracie miesta sa kmitajúci merací povrch plochy S , rozdelí na N častí, pričom každá má plochu S/N . Jedno meracie miesto musí byť umiestnené v strede každej čiastkovej plochy. Pre nerovnomerne rozložené meracie miesta, keď prvky kmitajúceho meracieho povrchu kmitajú intenzívnejšie ako iné, meracie miesta sa môžu rozmiestniť hustejšie na tých častiach, ktoré kmitajú s vyššou intenzitou. V tomto prípade každé meracie miesto i predstavuje jednu čiastkovú plochu povrchu S_i . Hladiny A rýchlosti kmitania (povrchu stroja, komponentu) kvôli hladinám rýchlosti vedľajšieho kmitania spriemerovaných z meracích miest na meracom povrchu, musia byť počas prevádzkových meraní v prítomnosť tejto rýchlosti vedľajšieho kmitania, minimálne 3 dB pod strednou hodnotou hladiny rýchlosti kmitania skúšaného zdroja hluku.

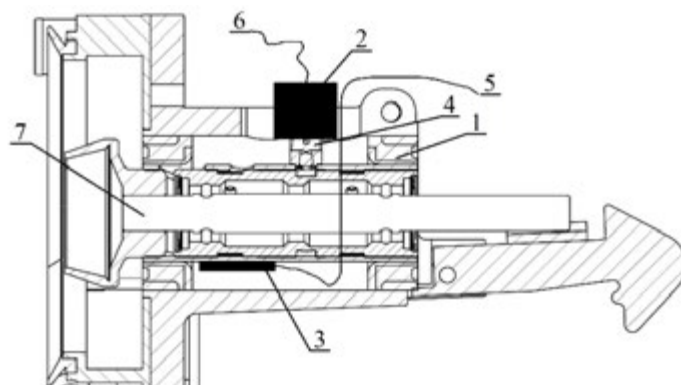


Fig. 2: Silent block of the spinning headstock (1) with an accelerometer (2) and thermocouple (3), with a fixing screw (4) with connected wires (5), (6) in the service hole (7) of the spinning unit [1]

Obr. 2. Silentblok spriadacieho vretenníka (1) s akcelerometrom (2) a termočlánkom (3), s fixačnou skrutkou (4) s napojenými vodičmi (5), (6) v servisnom otvore (7) spriadacej jednotky [1]

Only one measuring point was proposed for the examined spinning headstock, as it was a small cylindrical surface $S = 3\,348\text{ mm}^2$ between two silent blocks (Fig. 2) and the transmission of secondary vibration was eliminated by two silent blocks (vibroisolators).

Pre skúmaný spriadací vretenník sa navrhlo len jedno meracie miesto, keďže ide o malú valcovú plochu $S = 3\,348\text{ mm}^2$ medzi dvoma silentblokmi (obr. 2) a prenos vedľajšieho kmitania sa eliminuje dvoma silentblokmi (vibroizolátormi).

3.3. Determination of the measuring point

It is very important to correctly determine the measurement points, which must be as close as possible to the observed source of vibration. The goal of the one-time measurements was the verification of the influence of the chosen measurement location on the actual dynamic load of the spinning unit and the verification of the proposed measurement methodology for vibrodiagnostics of the bearing headstocks, as well as the analysis of the operating condition of the bearings near the planned end of their lifetime. Sensing elements, also called headstock diagnostic sensor [1], of vibrations and temperature should be attached as close as possible to the bearing, which has not been done so far. However, the wavelength of the excited frequency should also be taken into account in relation to the maximum amplitude of the generated vibration. Otherwise, a smaller or larger distortion of the useful signal occurs (see Tab. 1). Three different measuring points of the vibration acceleration were chosen, the point directly located on the bearing, frame and support frame of the aggregate drive (Fig. 3). Such a distribution of measuring points enables the assessment of the quality of vibration isolation, i.e. the transmission loss from the source of vibration (headstock) to the surrounding structures, i.e. the mounting of the headstock in the support frame of the drive unit, but also vice versa,

3.3. Stanovenie meracieho miesta

Je veľmi dôležité správne stanoviť meracie miesta, ktoré musia byť čo najbližšie k sledovanému zdroju kmitania. Obsahom predmetu jednorazových meraní bolo overenie vplyvu zvoleného meracieho miesta na skutočné dynamické zaťaženie spriadacej jednotky a overenie navrhovanej metodiky merania pri vibrodiagnostike ložiskových vretien, ako aj analýze prevádzkového stavu ložísk v blízkosti plánovaného konca ich životnosti. Snímacie prvky, tiež nazývané diagnostický senzor vretenníka [1], kmitania a teploty je žiaduce pripievať čo najbližšie k ložisku, čo sa dosiaľ nerealizovalo. Treba mať však na zreteli aj vlnovú dĺžku vybudenej frekvencie vzhľadom na maximálnu amplitúdu generovaného kmitania. V opačnom prípade dochádza k menšiemu alebo väčšiemu skresleniu užitočného signálu (pozri Tab. 1). Zvolili sa tri rôzne meracie miesta zrýchlenia kmitania, a to priamo na ložisku, fréme a nosnom ráme pohonu agregátu (Obr. 3). Takéto rozloženie meracích miest umožňuje posúdenie kvality vibroizolácie, teda prenosového útlmu od zdroja kmitania (vretenníka) do okolitých konštrukcií, čiže uloženia vretenníka do nosného rámu pohonného agregátu, ale aj opačne, teda vplyv okolitého kmitania na ložisko spriadacieho vretenníka.

i.e. the effect of ambient vibration on the bearing of the spinning headstock.

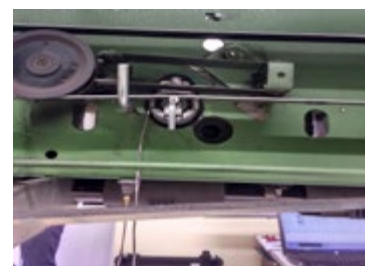


Fig. 3: Different measurement locations of the accelerometers of the analyzed bearing using a grub screw resting directly on the outer ring of the headstock bearing (left), on the frame using a grub screw (center), fixing with a magnet on the support frame of the drive unit under the analyzed bearing (right)

Obr. 3: Rôzne meracie miesta akcelerometrov analyzovaného ložiska, a to pomocou závrtnnej skrutky opierajúcej sa priamo o vonkajší krúžok ložiska vretenníka (vľavo), na fráme pomocou závrtnnej skrutky (v strede), pripevnenie pomocou magnetu na nosnom ráme pohonného agregátu pod analyzovaným ložiskom (vpravo)

The dynamic load (vibration) of the spinning headstock bearings was measured in two operating modes, according to the manufacturer's requirements whose goal was to determine the change in the dynamic load of the headstock bearing of the spinning machine with a change in the rotational frequency. Different operating modes allow you to compare the measurement results with the maximum permissible dynamic load of the spinning headstock bearing. The first experimental mode was at a set rotational frequency of 50 000 r/min, while the real rotational frequency due to slippage was 49 080 r/min, which corresponds to a frequency of 818 Hz. The second operating mode was at the set rotational frequency of 100 000 r/min, while the real rotational frequency was 98 160 r/min, which corresponds to a frequency of 1 636 Hz. The effective values of the vibration acceleration for the selected frequency range of the spinning headstock for the three selected measurement locations and the two operating modes of the rotational frequency are shown in Tab. 1 and the corresponding frequency distribution of the vibration of the spinning unit in Fig. 4.

Dynamické namáhanie (kmitanie) ložísk spriadacieho vretenníka sa podľa požiadaviek výrobcu meralo pri dvoch prevádzkových skúšobných režimoch, ktorých cieľ bol zistiť zmenu dynamického zaťaženia ložiska vretenníka spriadacieho stroja so zmenou frekvencie otáčania. Rôzne prevádzkové režimy umožňujú porovnať výsledky merania s maximálne prípustným dynamickým zaťažením ložiska spriadacieho vretenníka. Prvý skúšobný režim bol pri nastavenej frekvencii otáčania 50 000 r/min, pričom reálna frekvencia otáčania v dôsledku sklzu bola 49 080 r/min, čo zodpovedá frekvencii 818 Hz. Druhý prevádzkový režim bol pri nastavenej frekvencii otáčania 100 000 r/min pričom reálna frekvencia otáčania bola 98 160 r/min, čo zodpovedá frekvencii 1 636 Hz. Efektívne hodnoty zrýchlenia kmitania pre zvolený frekvenčný rozsah spriadacieho vretenníka pre tri vytypované meracie miesta a dva prevádzkové režimy frekvencie otáčania sa uvádzajú v Tab. 1 a zodpovedajúce frekvenčné rozloženie kmitania spriadacej jednotky na Obr. 4

Acceleration/ Zrýchlenie	50 000 r/min			100 000 r/min		
	Frequency range/ Frekvenčný rozsah, Hz			Frequency range/ Frekvenčný rozsah, Hz		
m/s ²	12-12 800	1 375-2 193	818	12-12 800	2 696-4 332	1 636
Bearing/ Ložisko	71,159	8,531	3,305	141,251	84,416	23,156
Frame/ Fréma	1,975	0,486	0,685	4,468	1,91	1,259
Support frame/ Rám	3,889	0,518	0,312	5,951	3,243	0,233

Tab. 1: Effective acceleration values in three measurement locations

Tab. 1: Efektívne hodnoty zrýchlenia v troch meracích miestach

From the effective values of the acceleration, a significant transmission damping on the silent blocks of the spinning headstock is evident. From the performed vibrodiagnosis of the operating state of the selected bearing of the spinning unit, it is clear that the optimal measuring point directly on the bearing of this spinning unit. This is also confirmed by the frequency spectra of the diagnosed headstock bearing in Fig. 4 for both operating modes and three selected measurement locations.

Z efektívnych hodnôt zrýchlenia je zrejmy výrazný prenosový útlm na silentblokoch spriadacieho vretenníka. Z vykonanej vibrodiagnostiky prevádzkového stavu vybraného ložiska spriadacej jednotky je zjavné, že optimálne meracie miesto je priamo na ložisku tejto spriadacej jednotky. Potvrdzujú to aj frekvenčné spektrá diagnostikovaného ložiska vretenníka na Obr. 4 pri oboch prevádzkových režimoch a troch vytipovaných meracích miestach.

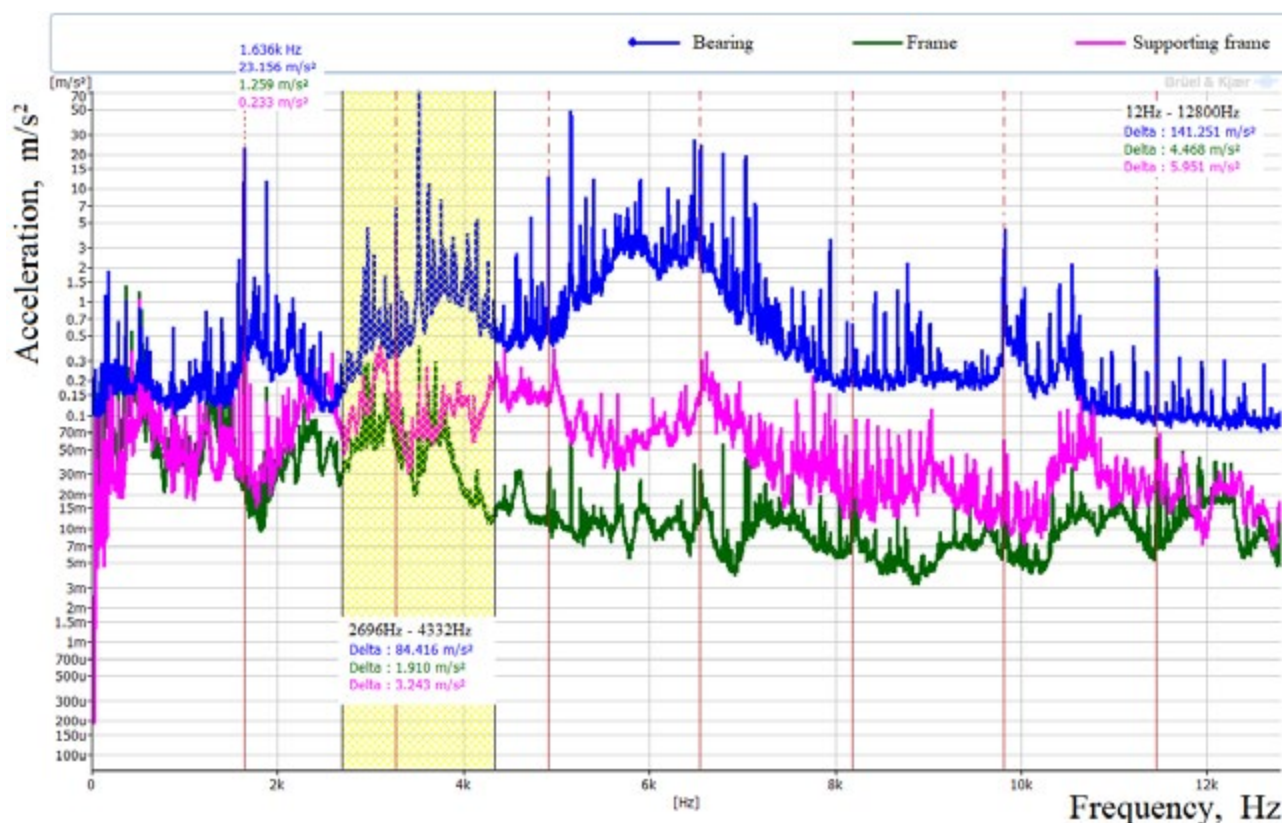


Fig. 4: Frequency spectrum of the diagnosed bearing at a rotational frequency of 100 000 r/min

Obr. 4: Frekvenčné spektrum diagnostikovaného ložiska pri frekvencii otáčania 100 000 r/min.

In addition to the frequency range for vibrodiagnosis of the spinning unit as a whole, i.e. from 12 Hz to 12 800 Hz, a narrow frequency range defined by the characteristic frequency of damage to the outer ring of the bearing with a bandwidth of the value of the rotational frequency was selected. The goal was to specify in more detail the value of the degree of bearing damage and its use in monitoring the operating condition of hybrid high-frequency spinning headstocks using trend characteristics.

Okrem frekvenčného rozsahu pre vibrodiagnostiku spriadacej jednotky ako celku čiže od 12 Hz do 12 800 Hz sa vybral úzky frekvenčný rozsah definovaný charakteristickou frekvenciou poškodenia vonkajšieho krúžku ložiska so šírkou pásma o hodnote frekvencie otáčania. Cieľ je bližšie špecifikovať hodnotu stupňa poškodenia ložiska a jej využitie pri sledovaní prevádzkového stavu hybridných vysokofrekvenčných spriadacích vretenníkov pomocou trendových charakteristík.

The uncertainties associated with acoustic power levels determined in accordance with

Neistoty spojené s hladinami akustického výkonu stanovenými v súlade s nameranými

measured or calculated values of vibration velocity were preferably evaluated in accordance with ISO/IEC Guide 98-3 and other documents [5]. The uncertainty generally depends on each of the input quantities and in the analyzed case, it was the sensing of the vibration acceleration or velocity, whose correct value depended on the choice of the measuring location, which was also confirmed by our results in Tab. 1 and Fig. 4.

4. FREQUENCY ANALYSIS AND CALCULATION OF ACOUSTIC POWER LEVELS BY MEASURING VIBRATION

4.1. Frequency analysis of the generated vibration of the spinning headstock

Machines and machinery, and therefore also bearings, work under constant and/or variable dynamic loads, which have an impact on the generation of vibration and noise parameter levels. For the test equipment of the given bearing type, the bearing loads and their rotational frequency were constant.

From the frequency distribution of vibration acceleration, expressed in decibels, Fig. 3 to see significant amplitudes in the frequency interval from 400 Hz to 6 500 Hz, where the human hearing organ is the most sensitive. It should be emphasized that this interval changes for each type of a bearing. This frequency interval with an equivalent level of vibration acceleration in this interval for a compliant bearing but with an already limited operation in conjunction with the time course of vibration acceleration are verified criteria for the limit value of the bearing quality of the given type [2, 3, 4]. It should be emphasized that the measurements were taken when the headstocks had already been in operation for 4 500 h, i.e. already past half of their expected lifetime. The frequency of rotation of the drive electric motor (36 Hz) is also significant, which significantly decreases (by 36.6 dB) with the application of A-weighting (see Fig. 6).

alebo vypočítanými hodnotami rýchlosti kmitania sa prednostne vyhodnocujú v súlade s pokynom ISO/IEC Guide 98-3 a aj iných dokumentov [5]. Neistota, vo všeobecnosti, závisí od každej zo vstupných veličín a v analyzovanom prípade je to snímanie zrýchlenia kmitania alebo rýchlosti, ktorého správna hodnota závisí od voľby meracieho miesta, čo potvrdzuje aj Tab. 1 a Obr. 4.

4. FREKVENČNÁ ANALÝZA A VÝPOČET HLADÍN AKUSTICKÉHO VÝKONU MERA- NÍM KMITANIA

4.1. Frekvenčná analýza generovaného kmitania spriadacieho vretenníka

Stroje a strojné zariadenia a teda aj ložiská pracujú pri konštantnom a/alebo premenlivom dynamickom zaťažení, ktoré má vplyv na priebeh generovania hladín parametrov kmitania a hluku. Pre skúšobné zariadenie daného typu ložísk, zaťaženia ložísk a ich frekvencia otáčania boli konštantné.

Z frekvenčného rozloženia zrýchlenia kmitania, vyjadreného v decibeloch, je na Obr. 3 vidieť výrazné amplitúdy vo frekvenčnom intervale od 400 Hz do 6 500 Hz, kde je sluchový orgán človeka najcitlivejší. Treba zdôrazniť, že pre každý typ ložiska sa bude tento interval meniť. Tento frekvenčný interval s ekvivalentnou hladinou zrýchlenia kmitania v tomto intervale pre vyhovujúce ložisko ale s už obmedzenou prevádzkou v súčinnosti s časovým priebehom zrýchlenia kmitania sú overené kritériá pre hraničnú hodnotu kvality ložiska daného typu [2, 3, 4]. Treba zdôrazniť, že merania sa vykonali, keď vretenníky boli už 4 500 h v prevádzke, teda už za polovicou ich predpokladanej životnosti. Výrazná je aj frekvencia otáčania hnacieho elektromotora (36 Hz), ktorá aplikáciou A vážením výrazne poklesne (o 36,6 dB) (pozri Obr. 6)

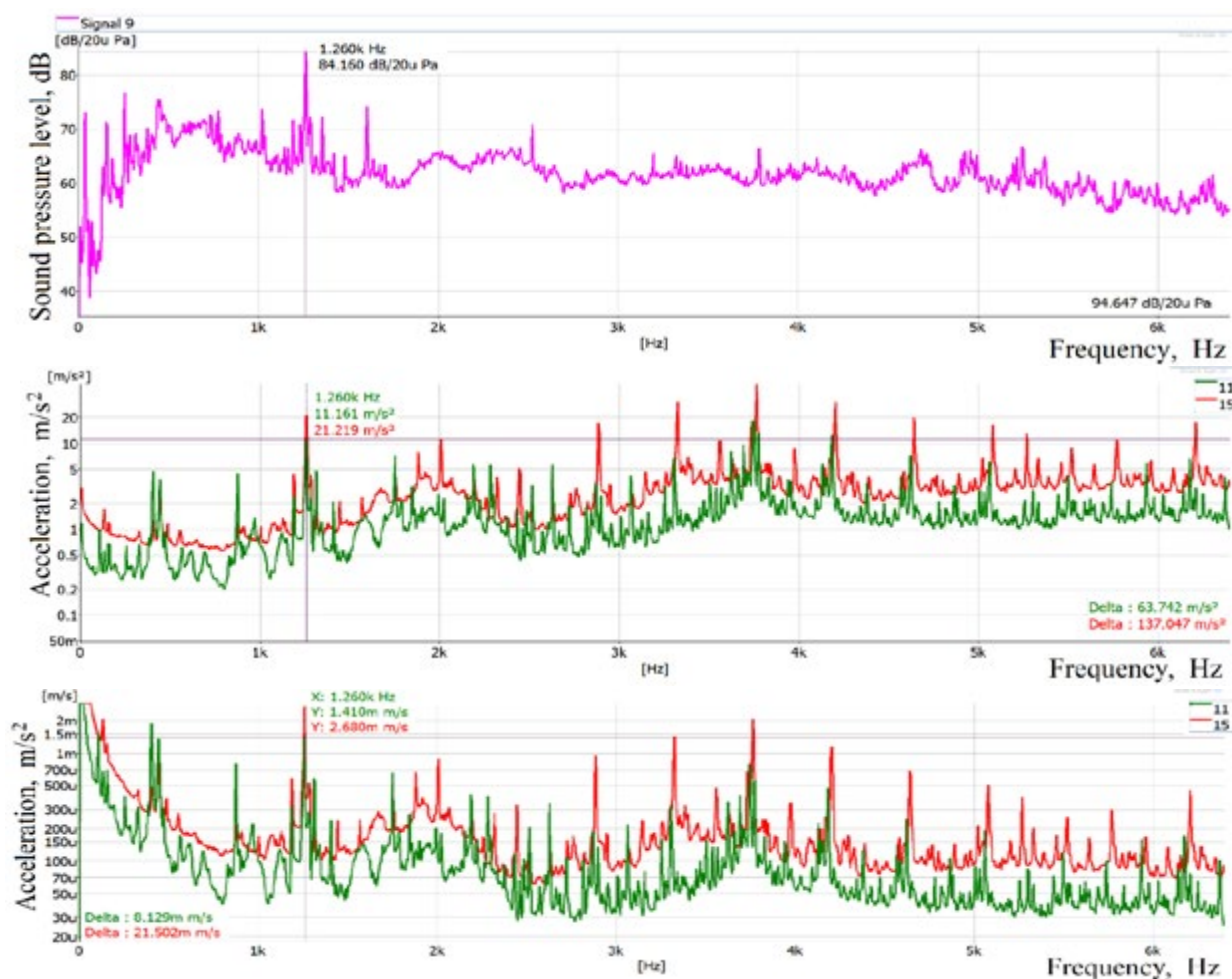


Fig. 5: Frequency spectra of noise Z-weighted level, acceleration and velocity of two bearings of spinning headstocks with different dynamic emission; the spectrum shown in red (black and white darker) represents a heavily damaged bearing and in green (black and white brighter) a compliant bearing with already limited operation

Obr. 5: Frekvenčné spektrá hladiny Z hluku, zrýchlenia a rýchlosti dvoch ložísk spriadacích vreteníkov s rôznou dynamickou emisiou; spektrum zobrazené červenou farbou (č.b. tmavšie) reprezentuje silne poškodené ložisko a zelenou farbou (č.b. bledšie) vyhovujúce ložisko s už obmedzenou prevádzkou

From the frequency spectra when using the Z-weighting, one can see a significant amplitude of the spindle rotational frequency and its synchronous components in the noise measurement and especially in the kinematic parameters of the vibration acceleration and the integration of the calculated vibration velocity. To determine the A-weighted level of the acoustic power, the desired vibration velocity is representative of the magnitude of the vibration, and from the point of view of the rotating components' dynamic load, it is the acceleration of the vibration. The presented frequency spectra were indispensable for diagnosing the degree of damage to individual components of the bearing, as well as the degree of quality of balance of the spinning headstock.

Z frekvenčných spektier pri použití filtra Z je vidieť výraznú amplitúdu frekvencie otáčania vreteníkov a jej synchronné zložky pri meraní hluku a najmä pri kinematických parametroch zrýchlenia kmitania a integráciou vypočítanej rýchlosti kmitania. Na stanovenie hladiny A akustického výkonu je žiadúca rýchlosť kmitania reprezentujúca mohutnosť kmitania a z hľadiska dynamického namáhania rotujúcich komponentov je to zrýchlenie kmitania. Prezentované frekvenčné spektrá sú nepostrádateľné k diagnóze stupňa poškodenia jednotlivých komponentov ložiska, ako aj stupňa kvality vyváženia spriadacieho vreteníka.

For comparison in Fig. 6, the noise and vibration frequency spectra using A-weighting are two spinning units that were identified as operationally unsatisfactory and operationally constrained compliant [6]. This was also confirmed by the effective values of the vibration velocity, where the difference in the effective velocity was approximately twofold. From the values of the effective velocity, the A-weighted level of the acoustic power is calculated using equations (1) or (2) and equation (3)

$$L_{WA} = 10 \lg \frac{P_A}{P_0} \quad (3)$$

$$L_{WA} = 10 \lg \frac{P_A}{P_0} \quad (3)$$

Pre porovnanie na obrázku 6 sú frekvenčné spektrá hluku a kmitania s použitím filtra A dve spriadacie jednotky, ktoré boli identifikované ako prevádzkovo nevyhovujúca a vyhovujúca s prevádzkovým obmedzením [6]. Potvrdzujú to aj efektívne hodnoty rýchlosti kmitania, kde rozdiel efektívnych rýchlostí je približne dvojnásobný. Z hodnôt efektívnych rýchlostí sa vypočíta hladina A akustického výkonu s použitím vzťahov (1) resp. (2) a vzťahu (3)

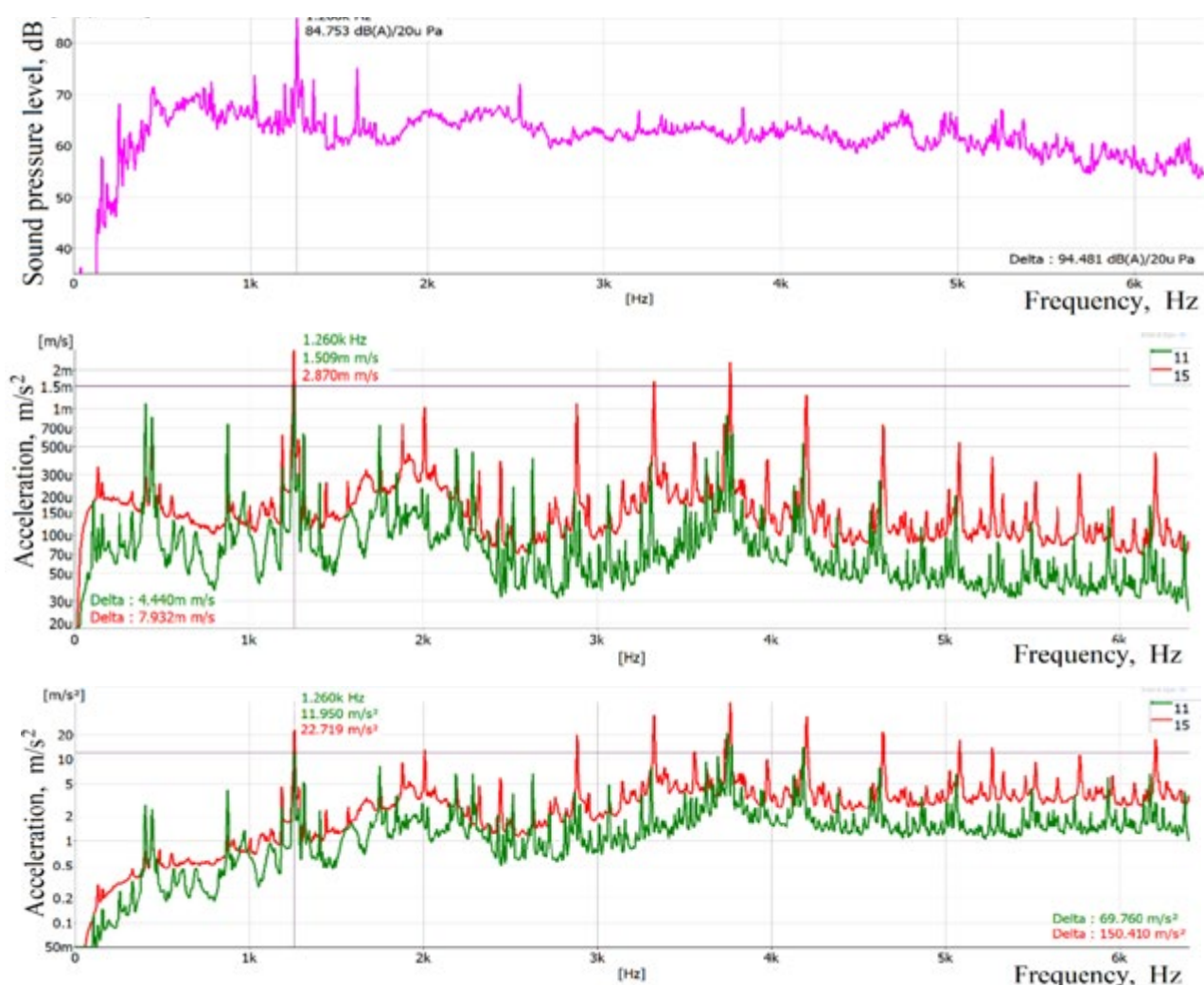


Fig. 6: A-weighted frequency spectra of noise, acceleration and velocity of two spinning headstocks bearings with different dynamic emission; the spectrum shown in red (black and white darker) represents a heavily damaged bearing and in green (black and white brighter) a satisfactory bearing already with limited operation

Obrázok 6. Frekvenčné spektrá hladiny A hluku, zrýchlenia a rýchlosti s vážením A dvoch ložísk spriadacích vretenníkov s rôznou dynamickou emisiou; spektrum zobrazené červenou farbou (č.b. tmavšie) reprezentuje silne poškodené ložisko a zelenou farbou (č.b. bledšie) vyhovujúce ložisko už s obmedzenou prevádzkou

The calculated A-weighted level of the acoustic power of the still operationally satisfactory spinning unit is 74.3 dB and that of the no longer satisfactory unit is 79.4 dB, i.e. more than 5 dB higher. The same is true for the actual energetic noise emission (Z-weighting), namely 79.6 dB versus 88.1 dB, i.e. by approximately 9 dB. A more significant difference is in dynamic load, which affects the lifetime of the components of machinery with headstocks. It should be remembered that the noise A-weighted level in the diffusion field in the test room reached a value of 94.5 dB and 30 headstocks were tested at the same time.

4. 2. Calculation of the A-weighted acoustic power level of the headstock

Determination of the mean value of the A-weighted vibration velocity level on the vibrating measuring surface L_{vAi} in measuring points, $i = 1 \dots N$, for several measuring points, is given by the relation:

$$L_{vAi} = L'_{vAi} - K_{1Ai} - K_{mAi} \quad (4)$$

where

L'_{vAi} is the uncorrected measured A-weighted vibration velocity level;

K_{1Ai} correction for A-weighted levels of ambient vibration velocity, in decibels;

K_{mAi} correction for the mass of the vibration sensor, in decibels.

In the investigated case, only one sensor was used, the mass of which was less than 1/10 of the mass of the spinning headstock, and A-weighted level of the ambient vibration velocity due to vibroisolation (silent blocks) reducing vibrations from the nearby environment was negligible, which also confirmed the excitation of the Eigen frequencies of the Eigen modes of the surrounding structure by the modal hammer. Thus, in the investigated case, the corrections are zero and the number of measurement points i is equal to 1. For a sensor mass greater than 1/10 of the mass of the analyzed component, the correction can be determined by modal analysis using sensors of different mass. The measured acceleration differences above 1/10 of the mass characterize the correction for the mass of the sensor. The sensor mass correction can

Vypočítaná hladina A akustického výkonu ešte prevádzkovo vyhovujúcej spriadacej jednotky je 74,3 dB a už nevyhovujúcej jednotky je 79,4 dB, teda o vyše 5 dB vyššia. Podobne je to aj pri skutočnom energetickom vyžarovaní hluku (filter Z), a to 79,6 dB verzus 88,1 dB teda približne o 9 dB. Výraznejší rozdiel je v dynamickom namáhaní, ktoré ovplyvňuje životnosť komponentov strojného zariadenia s vreteníkmi. Treba pripomenúť, že hladina A hluku v difúznom poli v skúšobnej miestnosti dosahovala hodnotu 94,5 dB a súčasne sa skúšalo 30 vreteníkov.

4. 2. Výpočet hladiny A akustického výkonu vreteníka

Stanovenie strednej hodnoty hladiny A rýchlosti kmitania na kmitajúcej meracej ploche L_{vAi} v meracích miestach $i = 1 \dots N$, je pre viacej meracích miest dané vzťahom:

$$L_{vAi} = L'_{vAi} - K_{1Ai} - K_{mAi} \quad (4)$$

kde

L'_{vAi} je nekorigovaná nameraná hladina A rýchlosti kmitania;

K_{1Ai} korekcia pre hladiny A rýchlosti vedľajšieho kmitania, v decibeloch;

K_{mAi} korekcia na hmotnosť senzora kmitania, v decibeloch.

V skúmanom prípade sa použil len jeden senzor, ktorého hmotnosť bola výrazne menšia ako 1/10 hmotnosti spriadacieho vreteníka a hladina A rýchlosti vedľajšieho kmitania vzhľadom vibroizoláciu (silentbloky) redukujúce kmitanie z blízkeho okolia bola zanedbateľná, čo potvrdilo aj vybudenie vlastných frekvencií vlastných tvarov okolitej konštrukcie modálnym kladivkom. Teda v skúmanom prípade sú korekcie nulové a počet meracích miest i sa rovná 1. Pre hmotnosť senzora väčšiu ako 1/10 hmotnosti analyzovaného komponentu možno korekciu stanoviť pomocou modálnej analýzy s využitím senzorov rôznej hmotnosti. Namerané rozdiely zrýchlenia nad 1/10 hmotnosti charakterizujú korekciu na hmotnosť senzora. Korekciu na hmotnosť senzora je možné stanoviť experimentálnou metódou s použitím senzorov väčšej hmotnosti ako 1/10 spriadacieho vreteníka.

be determined experimentally using sensors heavier than 1/10 of the spinning headstock.

When using N sensors to sense the vibration velocity, the mean value, $\bar{L}_{vA}$, as an arithmetic mean on the vibrating measuring surface S , is calculated from the equation:

$$\bar{L}_{vA} = 10 \lg \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{vAi}} \right) \quad (5)$$

The calculation of the upper limit of the A-weighted level of the acoustic power $L_{WA,max}$ of the air-borne sound caused by the sound radiation generated by the vibration of the structure is calculated from the values of the levels $\bar{L}_{vA}$ as follows

$$L_{WA,max} = \bar{L}_{vA} + 10 \lg \frac{S}{S_0} + 10 \lg \frac{411}{Z_{c,0}} \quad (6)$$

where $S_0 = 1 \text{ m}^2$ and reference acoustic impedance $Z_{c,0} = 400 \text{ N s/m}^3$.

In the investigated case, the upper limit of A-weighted level of the acoustic power of the compliant headstock with limited operation is $L_{WA,max} = 70,5 \text{ dB}$ and the non-compliant $L_{WA,max} = 75,5 \text{ dB}$. However, more measurements are required to determine the upper limit of A-weighted level of the acoustic power, which is also one of the goals of the research project. It should be remembered that these calculated values correspond to the headstocks after half their lifetime, i.e. they have already been tested for 4 500 h.

5. CONCLUSION

The article presents a general methodology for determining the acoustic power level from measurements of the vibration velocity of the machinery surface or only its component. The methodology was verified when determining the A-weighted level and Z-weighted level of the acoustic power of the tested spinning headstocks on the test equipment. Undesirable noise emissions of bearings can be monitored through the measurement of kinematic parameters, by measuring the acceleration of the vibration and its subsequent integration. The vibration velocity was used to determine the Z-weighted level and A-weighted level of the acoustic power and at the same time to evaluate the operating condition of the selected two spinning headstocks. The methodology will primarily be used to determine

Pri použití N senzorov k snímaniu rýchlosti kmitania, stredná hodnota $\bar{L}_{vA}$, ako aritmetický priemer na kmitajúcom meracom povrchu S , sa vypočíta z rovnice:

$$\bar{L}_{vA} = 10 \lg \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{vAi}} \right) \quad (5)$$

Výpočet hornej hranice hladiny A akustického výkonu $L_{WA,max}$ zvuku šíreného vzduchom spôsobeného vyžarovaním zvuku generovaného kmitaním konštrukcie sa vypočíta z hodnôt hladín $\bar{L}_{vA}$ takto

$$L_{WA,max} = \bar{L}_{vA} + 10 \lg \frac{S}{S_0} + 10 \lg \frac{411}{Z_{c,0}} \quad (6)$$

kde $S_0 = 1 \text{ m}^2$ a referenčná akustická impedancia $Z_{c,0} = 400 \text{ N s/m}^3$.

V skúmanom prípade je horná hranica hladiny A akustického výkonu vyhovujúceho vretenníka s obmedzenou prevádzkou $L_{WA,max} = 70,5 \text{ dB}$ a nevyhovujúceho $L_{WA,max} = 75,5 \text{ dB}$. K stanoveniu hornej hranice hladiny A akustického výkonu sa však vyžaduje vykonať viac meraní čo je aj jeden z cieľov výskumného projektu.

5. ZÁVER

Článok uvádza všeobecnú metodiku stanovenia hladiny akustického výkonu z meraní rýchlosti kmitania povrchu strojného zariadenia alebo len jeho komponentu. Metodika sa overuje pri stanovení hladiny A a hladiny Z akustického výkonu skúšaných spriadacích vretenníkov na skúšobnom zariadení. Nežiaduce hlukové emisie ložísk možno sledovať prostredníctvom merania kinematických parametrov, a to meraním zrýchlenia kmitania a jeho následnou integráciou. Rýchlosť kmitania sa využila pre stanovenie hladiny Z a hladiny A akustického výkonu a súčasne aj k zhodnoteniu prevádzkového stavu vybraných dvoch spriadacích vretenníkov. Metodika sa predovšetkým využije pri stanovení generovania intenzity hluku jednotlivých komponentov strojného zariadenia, ako sú vretenníky spriadacích strojov, na základe ktorého sa

the noise intensity generation of individual components of machinery, such as the headstocks of spinning machines, on the basis of which the trend characteristics of the lifetime of individual components, as well as their degree of damage, can be determined.

The mentioned methodology can be applied especially where there is a high level of background noise or, the noise of the machine has high levels compared to the aerodynamic component, so that the overall noise emission is primarily influenced by the vibration of the machine structure. Our experiment proved that this vibration method may be used especially in cases where it is not possible to use accurate direct measurements of airborne noise or, if a distinction is required between the total radiated acoustic power of the machine and the acoustic power generated by the vibration of a certain structural component of this machine, such as the spinning unit.

môžu určiť trendové charakteristiky životnosti jednotlivých komponentov, ako aj ich stupeň poškodenia.

Uvedenú metodiku možno aplikovať najmä tam, kde je vysoká hladina hluku pozadia alebo, hluk stroja má vysoké hladiny v porovnaní s aerodynamickou zložkou, takže celkové vyžarovanie hluku je ovplyvnené predovšetkým kmitaním konštrukcie stroja. Túto metódu merania kmitania možno použiť najmä v prípadoch kde nie je možné použiť presné priame merania hluku prenášaného vzduchom alebo, ak sa vyžaduje rozlíšenie medzi celkovým vyžarovaným akustickým výkonom stroja a akustickým výkonom generovaným kmitaním niektorého komponentu konštrukcie tohto stroja, ako je napríklad spriadacia jednotka.

ACKNOWLEDGEMENTS

The research presented in this paper is an outcome of the project No. APVV-19-0538 "Progressive hybrid high-speed spinning actuator" funded by the Slovak Research and Development Agency.

REFERENCES

Chlebo, O., Žiaran, S., Šooš, L.: Headstock diagnostic sensor. Working model 9571, Industrial Property Office of the Slovak Republic, 2022

Ziaran, S., Musil, M., Chlebo, O.: [Determination of the Bearing Quality by Means of Vibroacoustic Response](#). Proceedings of Internoise/ASME NCAD Noise control and acoustics division conference, 2015, Article number: V001T01A004-1

Žiaran, S., Chlebo, O., Šooš, L.: Methodology of Objective Evaluation of Quality Bearings by Vibro-Acoustics and Its Comparison with a Subjective Method. Akustika. Volume 37, 58-66, 2020, ISSN 1801-9064

Žiaran, S., Šooš, L., Chlebo, O.: Primary Noise Control in the Work Environment by Increasing the Quality of Bearings and Effective Mounting of Machines. ARCHIVES OF ACOUSTICS, Vol. 45, No. 2, 2020, pp. 253–262

Vdolecek, F.: Measurement Uncertainties in Everyday Practice. Akustika, Vol.31, 2019, pp. 104-107, ISSN 1801-9064

Žiaran, S.: Acoustics and vibration. Reduction of vibration and noise in industry. Scientific monograph. Issued by STU Bratislava 2006, p. 330, ISBN 80-227-2366-9

CEN ISO/TS 7849-1 Acoustics. Determination of airborne sound power levels emitted by machinery using vibration measurement. Part 1: Survey method using a fixed radiation factor.

ISO 9614 (all parts) Acoustics. Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity.

ISO 3746 Acoustics. Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure. Survey method using an enveloping measurement surface over a reflecting plane.

ISO 3740 Acoustics. Determination of sound power levels of noise sources. Guidelines for the use of basic standards.



Ondrej Chlebo completed his PhD. In 2014, at the Slovak University of Technology in Bratislava. His PhD. thesis was vibro-diagnostic method for determining the damage gears. He is the author and co-author of more than 75 scientific and technical articles.

He is the author and co-author 6 utility models. He has solved more than 13 technical and scientific problems for practice. As a member of the team, he collaborated on 2 European project, 5 APVV projects and 5 VEGA projects. He is member of the Slovak Acoustical Society at the Slovak Academy of Sciences (SKAS). At the present time he deals with problems of noise and vibration control, the transmission of vibro-acoustic energy through the environment and its effects on human beings, the vibro-diagnostics of machines, determination of the quality of machines and their parts, and solving problems from other areas of applied mechanics and acoustics.



Dr.h.c. Prof. Ing. Ľubomír Šooš, PhD.

Dean of the FME STU in BA

Ľubomír Šooš is currently Dean of the Faculty of Mechanical Engineering the Slovak University of Technology in Bratislava. Since 2015 to 2017 he has been Head of the Institute Production System, Environment Technique and management of Quality and since 2007 to 2015 he has been Dean of the Faculty of Mechanical Engineering. As the ordinary Professor he guarantees Program study "Production Engineering" in first, second a third degree. His professional background is in the theory and design, especially design of Machine Tools and Equipment for Machinery Production. Mr. Šooš in the last time has considerable experience in the research and development of machines and equipment for treatment and recycling of waste,

the transfer it to alternative sources as a new raw material or as energy. Professor Šooš has got very good collaboration with Industry. He is also Vice-President of the Automotive Industry Association and Vice-President of Mechanical Engineering Association of the Slovak Republic.



Stanislav Žiaran completed his M.Sc., Ph.D.

and Professor at the Slovak University of Technology in Bratislava. He established 4 subjects into teaching: Noise and Vibration Control, Engineering Diagnostics, Protection of Human Beings against Noise and Vibration, Strategy of Noise and Vibration Control. He undertook a one semester graduate study at the Institute Sound and Vibration Research in UK.

He is the author and co-author of 22 textbooks and 5 monographs from mechanics, acoustics and vibration, the author and co-author of more than 300 scientific articles, he worked out 140 standards and solved more than 120 technical and scientific problems for practice and within the framework of science-research activity at the university. He presented 18 requested lectures at World Congresses abroad; 10 invited lectures at InterNoise (Canada, Portugal, Japan, USA 3x, Austria, Australia, Germany, Hong Kong), 1 at EuroNoise (Netherlands) where he organized and led one section, 2 plenary lectures on Noise Control (Poland), 2 at the IFToMM World Congress (Taiwan, Poland) and 3 at the ICSV (UK, Japan, Canada) Congress. He also lectured at ICSV congresses in Australia, InterNoise in China, COMPDYN in Greece and ICME in South Africa. He is chair and editor of the proceedings of the annual conference Noise and Vibration in Practice (26 conferences organized). At the present time he deals with problems of noise and vibration control, the transmission of vibro-acoustic energy through the environment and its effects on human beings, the vibro-diagnostics of machines, determination of the quality of machines and their parts.