

VYUŽITIE VIBRODIAGNOSTIKY NA STANOVENIE KVALITY A ŽIVOTNOSTI MECHANICKÝCH SÚSTAV

USING OF VIBRODIAGNOSTICS FOR DETERMINATION OF QUALITY AND LIFE-TIME OF MECHANICAL SYSTEMS

Stanislav ŽIARAN¹

Abstract

Stanovenie kvality a životnosti mechanických systémov prostriedkami vibrodiagnostiky. Cieľom článku je ukázať možnosti použitia meraní kinematických parametrov a celého dynamického správania sa mechanického systému na určenie operačnej kvality. Pre toto je dôležité určiť metodológiu tvorby pittingov, tepelný oder a ďalšie vyhodnotenie stupňa opotrebenia ozubených kolies, alebo iných strojov použitím analýzy zmeny frekvenčného spectra a určiť všeobecné podmienky detekcie porušenia použitím bezdemontážnej vibroakustickej diagnostiky. Metóda je založená na porovnaní a vyhodnotení nameraných výsledkov. Určenie metodológie diagnostiky pittingov ozubených kolies poskytne efektívnejší spôsob vyhodnotenia stavu systémov ozubených kolies bez nevyhnutnosti demontáže.

Kľúčové slová: vibrácia, spektrum, chyba, vibrodiagnostika, ozubenie, kvalita.

Abstract

Determination of quality and life-time of mechanical systems by means of vibrodiagnostics. The aim of the article is to show possibilities utilizing measurements of the kinematics' parameters and total dynamic behaviour of the mechanical system for determination of the operational quality. For this is important to determine the methodology of the pitting failure, the thermal scuffing and any other failure degree evaluation of the gearing teeth or other machines using the frequency spectra change analysis and to determine general conditions of the failure detection using non-disassembling vibro-acoustic diagnostics. This method is based on the comparison and evaluation of the measured results. The determination of the pitting failure diagnostic methodology of gears will provide more effective way to the evaluation of the gear wheel systems state without necessary disassembling.

Keywords: vibration, spectrum, fault, vibrodiagnostics, gear, quality.

ÚVOD

Vibrodiagnostika vo všeobecnosti slúži na preskúmanie symptómov a syndrémov s cieľom určiť povahu poškodenia alebo poruchy (druh, stav, rozsah) strojov, strojových zariadení a mechanických sústav na základe merania a vyhodnocovania vibroakustických signálov, v ktorých sú zakódované príznaky odchýlok od ideálneho stavu, resp. v praxi od referenčného stavu. Vibrodiagnostika sa zakladá na analýze vibroakustických signálov generovaných strojovým zariadením počas jeho prevádzky. Vibrodiagnostiku je však možné využiť na sledovanie kvality výroby mechanických sústav, ako napríklad turbínových násadcov, ale aj v širokom meradle používaných prevodových ozubených sústav pri stanovení ich stupňa opotrebenia [3, 5, 6, 7].

Z doterajších najnovších poznatkov v oblasti zisťovania stupňa poškodenia veľkosti plochy ozubenia prevodových ozubených sústav vyplýva, že poškodenie sa stanovuje

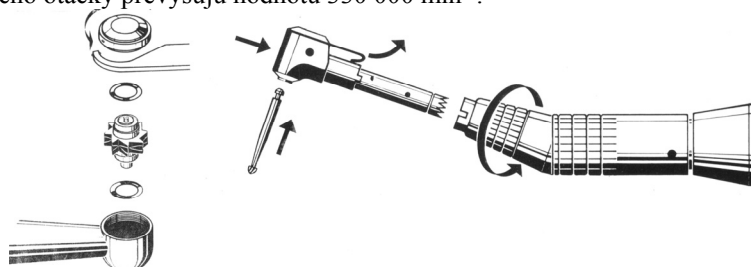
¹ Doc. Ing. Stanislav ŽIARAN, CSc., KM, Sjf STU Bratislava, stanislav.ziaran@stuba.sk
Lektoroval: doc. Ing. Štefan SEGĽA, CSc., KAMaM, Sjf TU v Košiciach, stefan.segla@tuke.sk

v pokojovom stave optickým sledovaním a meraním kritériálnej veľkosti plochy boku zuba poškodeného pittingom [4, 11]. Cieľom tohto článku je ukázať možnosti určovania kvality mechanických sústav so sústredením sa na vibroakustické určenie stupňa opotrebenie špecifických sústav, napr. pittingom, a to z dynamických (frekvenčných, výkonových) charakteristík. Ide tu o hľadanie cesty ako k frekvenčným charakteristikám priradiť kritériálnu veľkosť plochy boku zuba poškodeného pittingom, termickým zadieraním prípadne iným poškodením. V odborných kruhoch nie je dosiaľ známy takýto postup.

Na stanovenie závislosti medzi veľkosťou kritériálnej plochy a dynamickými charakteristikami je vhodné použiť špeciálne skúšobné zariadenie. Skúšobné zariadenia na určenia stupňa opotrebenia je nevyhnutné sprevádzkovať tak, aby sa minimalizovali dynamické sily v súlade so zodpovedajúcimi normami série STN ISO 7919 a STN ISO 10816, čím sa zabezpečí minimalizácia vibračného opotrebenia a rázových síl od iných zdrojov kmitania [8, 10, 12]. Pri rôznych zaťaženiach, rôznych otáčkach skúšobného zariadenia a rôznych počtoch cyklov bude treba zaznamenať dynamické charakteristiky (včítane referenčného spektra). Súbežne s tým je treba sledovať stupeň poškodenia zuba pittingom a termickým zadieraním klasickými metódami. Na skúmanie stupňa poškodenia pittingom a zadieraním ozubenia pomocou dynamických prejavov možno využiť FFT analýzu, Kepstrálnu analýzu, CPB analýzu, tretinovooktávovú analýzu hluku ozubenej prevodovej sústavy ako aj namerané hodnoty kinematických veličín a energetických veličín [2, 9]. Pri jednoduchších poškodeniach budú stačiť len niektoré z uvedených hodnotiacich parametrov ako napríklad pri turbínových násadcoch.

URČENIE KRITÉRIÍ KVALITY TURBÍNOVÝCH NÁSADCOV

Príkladom stanovenia prípustných hodnôt kmitania alebo aj hraníc kvalitatívneho zhodnotenia výroby sú turbínové násadce (zubné vrtáčky), ktoré pracujú pri vysokých otáčkach a sú náročné na presnosť výroby a montáž [5]. Turbínové násadce sa skladajú z rotora turbíny, zvierky na pripevnenie vrtáka a dvoch guľkových ložísk, ktoré sú uložené v hlave turbínového násadca pomocou dvoch gumených krúžkov (obr.1). Rotor turbíny je poháňaný tlakovým vzduchom a jeho otáčky prevyšujú hodnotu $330\,000\text{ min}^{-1}$.



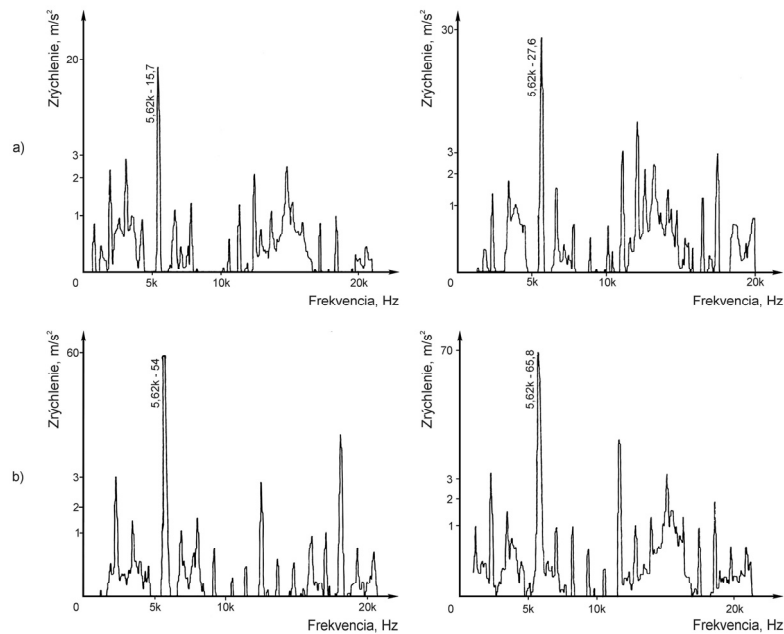
Obr.1 Mechanická sústava turbínového násadca

Najvýraznejšou diskretnou zložkou je otáčková frekvencia a jej harmonické zložky, čiže 5620 Hz a jej celočíselné násobky (obr.2). Táto zložka indikuje mieru nevyváženej rotujúcej hmoty sústavy. Výrazná diskretná zložka je aj pri frekvencii 2240 Hz , ktorá má tiež svoje harmonické zložky. Na základe výpočtov je táto frekvencia vybudená chybami kletky ložiska (nepresnosť výroby, prípadne jej poškodenie, neodborná technologická montáž, prípadne nevhodná manipulácia s výrobkom). Objavila sa frekvencia, ktorá môže charakterizovať aj poškodenie vonkajšej obehovej dráhy ložiska a vo frekvenčnom vyjadrení je táto hodnota 17920 Hz .

Z amplitúdovo-frekvenčného spektra skúmanej vzorky turbínových násadcov možno v tomto prípade určiť kvalitu ich výroby. Z obr.2 vidno, že spektrá sú frekvenčne podobné, no výrazne sa odlišujú veľkosťou amplitúd. Na obr.2a je reprezentatívna vzorka frekvenčných

spektier sústav, ktoré vykazovali dobré dynamické vlastnosti. Veľkosť zrýchlenia kmitania pri tejto vzorke sa pohybovala od 16 m/s^2 do 30 m/s^2 . Veľkosti týchto amplitúd kmitania pri otáčkovej frekvencii sa stali základom pri stanovení kvalitatívnej hranice sústavy turbínových násadcov. Spektrá na obr.2b reprezentujú nie najkvalitnejšie vyrobenú sústavu turbínových násadcov. Amplitúda kmitania pri otáčkovej frekvencii bola dva až trojnásobne väčšia, preto sa nezaradili medzi výrobky požadovanej kvality. Spätnou kontrolou sa zistilo, že v týchto turbínových násadcoch nebola dostatočne vyvážená rotujúca hmota, vyskytla sa nepresnosť vo výrobe niektorých konštrukčných prvkov (zvierka) a v nekvalitnej montáži.

Najvhodnejším dynamickým parametrom na stanovenie kvality tejto jednoduchšej mechanickej sústavy je veľkosť zrýchlenia významných frekvenčných zložiek ako je otáčková frekvencia a charakteristické frekvencie poškodenia ložiska. Na základe veľkosti amplitúdy charakteristických zložiek kmitania možno stanoviť kritériá na posúdenie kvality tejto mechanickej sústavy. Kritériom sa stala veľkosť zrýchlenia pri otáčkovej frekvencii. Aplikovanie tejto metodiky v Chirane Stará Turá potvrdilo jej opodstatnenosť a efektívnosť.



Obr.2 Reprezentatívna vzorka frekvenčných spektier turbínových násadcov

POSTUP URČENIA KRITÉRIÍ STUPŇA POŠKODENIA OZUBENIA

Pri novej kvalitatívne vyrobenej prevodovke bez akýchkoľvek výrobných poškodení sa vyskytujú frekvenčné zložky od prípustnej zostatkovej nevyváženosti ozubených kolies (otáčková frekvencia hriadeľov kolies), zubové frekvencie ($1x$, $2x$) s malou amplitúdou postranných pásem s odstupom otáčkových frekvencií ozubených kolies a od chýb pripojenia spojkami (nesúosovosť $1x$, $2x$ otáčkovej frekvencie vstupného, resp. výstupného hriadeľa). V skutočnosti však určité výrobné nedokonalosti existujú, čím sa generuje kmitanie, ktoré je spôsobené najmä odchýlkami profilu zubov od jeho ideálneho profilu. Pri pohonoch s ovládateľnými prevodovkami zabezpečujú prenos výkonu torznú subsústavu, často charakterizovanú rozdielnymi spektrami torzných kmitov, rozdielnymi spektrami zábehových a zubových frekvencií a rozdielnymi priebehmi amplitúdových

rezonančných charakteristík často nelineárneho charakteru. Spoluzaberajúce ozubené kolesá predstavujú nelineárny dynamický systém s mnohými rôznorodými budiacimi zdrojmi, ktorý svojím budeným a samobudeným kmitaním výrazne ovplyvňuje vlastnosti prevodoviek, pohonov a celých strojov.

Kmitanie nového ozubenia teda vzniká v dôsledku odchýlky profilu obidvoch ozubení od ideálneho profilu. Tieto odchýlky môže spôsobiť zaťaženie ozubených kolies alebo geometrická odchýlka profilu zuba. Pri prevodovkách dominuje zubová (záberová) frekvencia pri dobrej aj pri poškodenej prevodovke, ktorej hodnota pre základnú zubovú frekvenciu sa vypočíta zo vzťahu

$$f_z = f_0 z$$

Opotrebenie zubov podstatne skresľuje signál od záberu zubov a v ideálnom prípade sínusový signál sa deformuje. Vo frekvenčnej oblasti sa opotrebenie viacej prejavuje pri vyšších harmonických zložkách ako pri základnej zubovej frekvencii. Preto pri sledovaní opotrebenia je vhodné analyzovať aspoň prvé tri harmonické [1, 12].

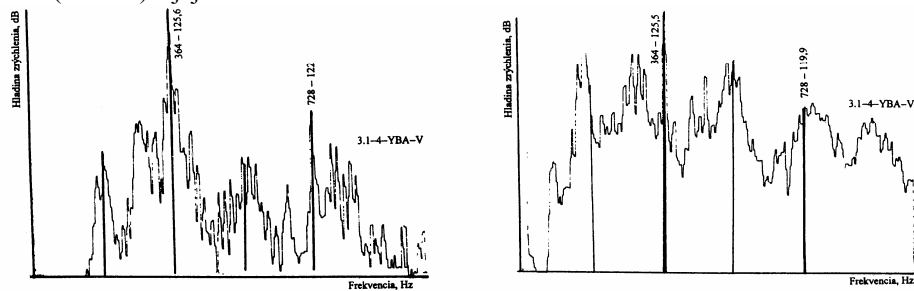
Frekvenčné zložky v postranných pásmach okolo harmonických zložiek od zubovej frekvencie možno vysvetliť moduláciou zubovej frekvencie. V dôsledku závislosti deformácie zubov od vonkajšieho dynamického zaťaženia, napríklad od nesúosovosti, budú mať tendenciu spôsobovať zmenu amplitúdy kmitania a tým aj amplitúdovú moduláciu. Tieto deformácie zubov majú za následok fluktuáciu okamžitého prevodu spoluzaberajúcej dvojice kolies, čím dochádza aj k frekvenčnej modulácii signálu. Amplitúdová aj frekvenčná modulácia pri určitej zubovej frekvencii umožňuje vznik postranných pásem rozložených okolo zubovej frekvencie. Ak je signál pri zubovej frekvencii skreslený, potom postranné pásma sa vyskytujú aj okolo harmonických zložiek zubovej frekvencie.

Postranné pásma sú rozložené okolo harmonických zubovej frekvencie so vzdialenosťou, ktorá sa rovná modulačnej frekvencii. Preto táto vzdialenosť postranných frekvencií obsahuje cennú diagnostickú informáciu o zdroji modulácie a tým aj o pôvode poškodenia (chyby). Modulovaný časový signál si možno predstaviť ako súčin dvoch signálov, čiže frekvenčné spektrum je potom dané konvolúciou ich obrazov.

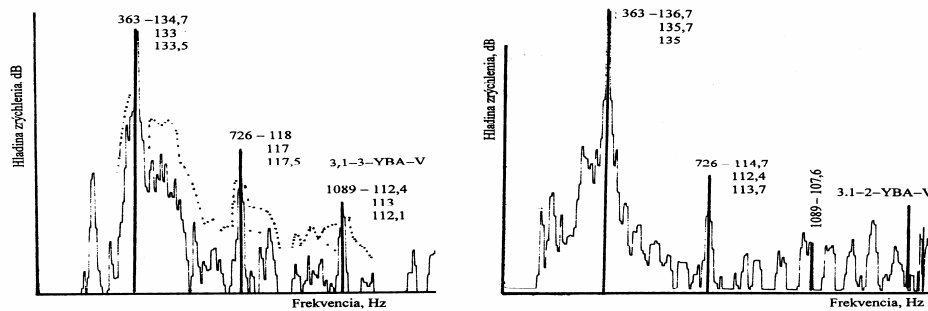
Z frekvenčnej analýzy prevodoviek vyplýva, že pri frekvenciách menších ako je zubová frekvencia, čiže v nízkofrekvenčnom pásme sa vyskytuje rad frekvenčných zložiek reprezentujúcich napríklad nevyváženosť, nesúosovosť. Tieto frekvenčné zložky sa vyznačujú podstatne väčšou energiou ako frekvenčné zložky od poškodenia zubov, čím sa toto poškodenie ťažšie deteguje. Zubová frekvencia a jej harmonické majú omnoho viac energie ako frekvenčné zložky signálu od začínajúceho poškodenia v ozubení. Preto začínajúce poškodenia v ozubení bude zreteľne vidieť na malých nárastoch harmonických zložiek zubovej frekvencie. Jav všeobecného opotrebenia zubov je teda indikovaný nepatrným vzrastom hladiny pri zubovej frekvencii a výraznejším vzrastom jej druhej a tretej harmonickej (pozri obr. 3). V dôsledku poškodenia zubov sa sínusový signál deformuje čím sa získava vibrodiagnostická informácia, ktorá deteguje charakter poškodenia. Odchýlky sa prejavujú frekvenčnými zložkami pri zubovej frekvencii a jej harmonických a v hladinách pozadia frekvenčného pásma. Prejav stupňa poškodenia ozubenia možno stanoviť porovnávaním významných frekvenčných zložiek pomocou týchto kritérií

- pomerom vrcholovej hodnoty amplitúdy kmitania k jej strednej hodnote;
- pomerom celkovej energie (výkonovej spektrálnej hustoty) harmonických zložiek zubovej frekvencie k energii (k výkonovej spektrálnej hustote) zložky pri základnej zubovej frekvencii;
- pomerom celkovej energie (výkonovej spektrálnej hustoty) obsiahnutej vo frekvenčných zložkách pozadia (alebo postranných pásmach) k energii (k výkonovej spektrálnej hustote) zložky pri základnej zubovej frekvencii.

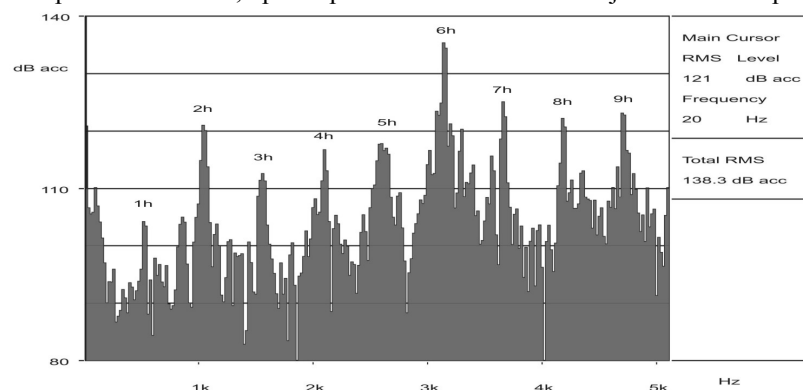
Na obr.3 sú frekvenčné spektrá dvojstupňovej prevodovky s čelným ozubením, kde sa sledoval aj stupeň opotrebenia zubov. Z frekvenčného spektra snímaného po roku prevádzky (vpravo) vidno, že 2. harmonická je viac zašumená pozadím ako na obrázku vľavo, čím sa potvrdzuje konštatovanie, že opotrebenie profilu zubov sa vo frekvenčnom spektre prejavuje zvýšením hladín pozadia v okolí predovšetkým druhej a vyšších harmonických. Túto skutočnosť potvrdzujú aj frekvenčné spektrá iných prevodoviek toho istého typu (obr.4). Frekvenčné spektrá potvrdzujú aj tú skutočnosť, že amplitúdy zubovej frekvencie sa menia veľmi málo a majú približne rovnakú hodnotu v rôznych časových intervaloch diagnostikovania prevodoviek na rozdiel od amplitúd spektra pozadia. Obr.5 charakterizuje frekvenčné spektrum HCR ozubenia prevádzkovaného na skúšobnom zariadení. V spektre je zreteľne formovaná základná zubová frekvencia (524 Hz) a jej harmonické.



Obr.3 Frekvenčné spektrá prevodovky závitkového čerpadla YBA 1550 s čelným ozubením diagnostikované s odstupom roka [12]



Obr.4 Frekvenčné spektrá prevodoviek toho istého typu; vľavo bodkovane vyznačené zvýšené pozadie po dvoch rokoch; vpravo pozícia 3. a 4. harmonickej vzhľadom na pozadie



Obr.5 Zubová frekvencia a jej harmonické pre HCR ozubenie

ZÁVER

Základná frekvencia ozubených prevodov je daná zubovou frekvenciou. Ozubenia bez poškodení a nevyváženosti budú vykazovať len túto frekvenciu a jej harmonické. Akékoľvek iné frekvenčné zložky signalizujú konkrétny druh poškodenia ozubenia, teda pitting na bokoch zubov alebo termické zadieranie, napríklad lom v päte zuba. U štandardných evolventných profilov dochádza k poškodeniu pittingom najčastejšie tesne pod valivou kružnicou; u HCR ozubenia má iný tvar a dochádza k nemu bližšie k pätej kružnici. Dá sa preto predpokladať, že snímaný signál pri obidvoch ozubeniach nebude mať rovnaký charakter. Opatrebenie zubov podstatne skresľuje signál od záberu zubov a ideálny sinusový signál sa deformuje. Vo frekvenčnej oblasti sa opotrebenie viacej prejavuje pri vyšších harmonických zložkách ako pri základnej zubovej frekvencii. Preto pri sledovaní opotrebenia (poškodenia) je vhodné analyzovať aspoň prvé tri harmonické. Zubová frekvencia a jej harmonické majú omnoho viac energie ako frekvenčné zložky signálu od začínajúceho poškodenia v ozubení. Preto začínajúce poškodenia v ozubení bude zreteľne vidieť na malých nárastoch harmonických zložiek zubovej frekvencie. Jav všeobecného opotrebenia zubov je teda indikovaný nepatrným vzrastom hladiny pri zubovej frekvencii a výraznejším vzrastom jej druhej a tretej harmonickej. V dôsledku poškodenia zubov sa sinusový signál deformuje čím sa získava vibrodiagnostická informácia, ktorá deteguje charakter poškodenia. Odchýlky sa prejavujú frekvenčnými zložkami pri zubovej frekvencii a jej harmonických a v hladinách pozadia frekvenčného pásma.

Článok je publikovaný s podporou Vedeckej grantovej agentúry VEGA 1/3184/06 APVT 20 – 007602.

LITERATÚRA

- [1] ÁBEL, Š. a kol.: *Skúšobné otázky pre vibrodiagnostiku*. Nitra 2002
- [2] BROCH, J. T.: *Mechanical Vibration and Shock Measurements*. Bruel & Kjaer, Naerum 1980
- [3] GALOVIČ, R.–ŽIARAN, S.: *Hodnotenie kvality prevodoviek vibrodiagnostikou*. VIII. medzinárodná konferencia, Bratislava 2002
- [4] NEMČEKOVÁ, M., ŽIARAN, S.: *Alternatívne metódy diagnostikovania poškodenia ozubených kolies pittingom*. Proceeding of the 10th International Conference Noise and Vibration in Practice, Kočovce 2005, ISBN 80-227-2245-6
- [5] ŽIARAN, S.: *Metodika merania a vyhodnocovania kmitania a hluku turbínových násadcov*. Výskumná správa (Chirana), Bratislava 1995
- [6] ŽIARAN, S.: *Vibroakustická metóda stanovenia kvality vysokootáčkových malohmotných zariadení*. Zborník "Engineering Mechanics 96", Svratka, Czech Republic 1996, ISBN 80-214-0749-2
- [7] ŽIARAN, S.: *Stanovenie kvality strojov vibrodiagnostikou*. Zborník z 1. medzinárodného sympózia "Kvalita a spoľahlivosť strojov", Nitra 1996, ISBN 80-233-0861-9
- [8] ŽIARAN, S.: *Metódy identifikácie chýb strojového zariadenia vibroakustickou diagnostikou*. Zborník "Engineering Mechanics 97", Svratka, Czech Republic 1997, ISBN 80-902227-2-2
- [9] ŽIARAN, S.: *Kvalitatívne parametre mechanických sústav pre vibračnú diagnostiku*. Medzinárodné sympóziu "Kvalita a spoľahlivosť strojov", Nitra 1998, ISBN 80-7137-487-3
- [10] ŽIARAN, S.: *Minimalizácia dynamických síl ako faktor kvality*. Zborník z 5. medzinárodného vedeckého sympózia "Kvalita a spoľahlivosť strojov", Nitra 2000, ISBN 80-7137-721-1
- [11] ŽIARAN, S.–NEMČEKOVÁ, M.: *Identifikácia chýb ozubených prevodov vibračnou diagnostikou*. Zborník z medzinárodnej konferencie "Mechanical Engineering 2001", Bratislava 2001, ISBN 80-227-1616-2
- [12] ŽIARAN, S.: *Kmitanie a akustika. Znižovanie kmitania a hluku v priemysle*. Monografia Vyd. STU Bratislava 2006, ISBN 80-227-2366-5