

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



HLUČNOST A VIBRACE
AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK
V SOUVISLOSTI S IDENTIFIKOVANÝMI ZÁVADAMI
OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Habilitační práce

Elias Tomeh

2008



HLUČNOST A VIBRACE AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK V SOUVISLOSTI S IDENTIFIKOVANÝMI ZÁVADAMI OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Habilitační práce

Autor: Dr. Ing. Elias Tomeh
Katedra vozidel a motorů

Obor: Konstrukce strojů a zařízení

2008

LVM



SOUHRN

V habilitační práci je řešena problematika hlučnosti a vibrací automobilových převodovek v souvislosti s identifikovanými závadami obráběcích strojů. Práce zahrnuje soubor výsledků z vlastních aplikovaných a publikovaných prací, které byly experimentovány v automobilovém průmyslu ŠKODA Auto Mladá Boleslav.

Jedná se o práci spojenou s aplikací vibrační diagnostiky na automobilových převodovkách osobních automobilů včetně měření a analýzy frekvenčních spekter vibrací. To je moderní způsob identifikace kvality výroby a montáže součástí automobilových převodovek (např. pastorek, ozubená kola, ložiska) a identifikace zdrojů vibrací a hluku. A právě kvalita výroby součástí na obráběcích strojích (např. SAIMP, EMAG) a jejich správná montáž má podstatný podíl na výsledné kvalitě, hlučnosti a vibrací automobilových převodovek MQ 200.

Proto se práce zabývá také OFF-LINE diagnostikou obráběcích strojů pro výrobu součástí automobilových převodovek MQ 200. Jsou navržena další vhodná opatření k sledování technického stavu obráběcích strojů za účelem kvality výroby součástí převodovek MQ 200, spolehlivého a bezporuchového provozu strojů, a odstranění neplánovaných odstávek. To vše přispívá k snížení hlučnosti a vibrací automobilových převodovek, aby zanikly důvody k reklamaci a prodloužila se jejich spolehlivost a životnost.

Z analýzy měřených spekter vibrací jsou v habilitační práci uvedeny pravděpodobné příčiny zvýšení vibrací a hlučnosti převodovky na zkušební stanici. Jsou také popsány hlavní zdroje vibrací a příčiny špatné výroby součástí automobilových převodovek MQ 200 na obráběcích strojích zjištěné analyzátozem vibrací.

Výsledky této práce se datují od roku 2003. Již v roce 2000 jsem byl požádán firmou ŠKODA Auto Mladá Boleslav o založení laboratoře technické diagnostiky pro převjímkou nových strojů vyrábějících součástí do převodovek a motorů osobních automobilů podle Směrnice EU pro strojírenství a ČSN ISO 10 816. Tato spolupráce pokračuje dodnes.

Práce je podkladem k jednání pro habilitační řízení.



OBSAH

	strana
TERMINOLOGIE	4
POUŽITÉ ZKRATKY A SYMBOLY	6
1. ÚVOD	7
2. DŮVODY VYUŽITÍ VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKU V ZÁVODECH OBRÁBĚCÍCH STROJŮ AUTOMOBILOVÉHO PRŮMYSLU	9
3. HLAVNÍ ZDROJE BUZENÍ VIBRACÍ	13
3.1. Druhy buzení vibrací	13
3.2. Příčiny rotorové frekvence	14
3.3. Řemenové převody	14
3.4. Řetězové převody	15
3.5. Ozubené převody	16
3.6. Valivá ložiska	17
3.7. Hydrodynamické a aerodynamické buzení	20
3.8. Elektrické buzení	20
3.9. Magnetické buzení	20
4. MĚŘENÍ VIBRAČNÍCH SPEKTER	21
4.1. Obálková metoda pro měření vibračních spekter ložisek včetně obráběcích strojů a převodovky MQ 200	23
4.2. Měření a analýza vibračních spekter stroje EMAG (ozubené kolo)	26
4.3. Měření a analýza vibračních spekter brusky SAIMP (pastorek)	31
5. PŘEVODOVKA MQ 200 OSOBNÍCH AUTOMOMOBILŮ	36
5.1. Vstupní hřídel	38
5.2. Výstupní hřídel	38
5.3. Kinematické schéma převodovky MQ 200	39
5.4. Metodika měření	40
5.5. Výpočet frekvencí buzení převodovky MQ 200	41
5.5.1. Rotorová frekvence	41
5.5.2. Zubové frekvence	42
5.5.3. Frekvence valivých ložisek	43
5.6. Vibrace převodovek	50
5.6.1. Harmonické složky záběru zubů	50
5.6.2. Sdružené složky	51
5.6.3. Modulační vlivy	51
5.6.4. Přídavné impulsy	51
6. PROJEV MECHANICKÝCH ZÁVAD PŘEVODOVKY MQ 200	52
6.1. Zvýšená hlučnost a vibrace převodovky vlivem špatné výroby valivého ložiska	52
6.1.1. Poškození valivého ložiska vstupního hřídele převodovky INA/F 232349	53
6.1.2. Poškození valivého ložiska pastorku převodovky BB1-3155 sestava v brýlích	57
6.2. Zvýšená hlučnost a vibrace převodovky vlivem poruchy na stroji EMAG	62
6.3. Zvýšená hlučnost a vibrace převodovky vlivem poruchy na stroji SAIMP	65
7. ZÁVĚR	72
LITERATURA	74
PŘÍLOHA: CD - program pro výpočet frekvencí buzení převodovky.	



TERMINOLOGIE:

Hřídel: Rotační součást sloužící k mechanickému zajištění rotačního pohybu.

Ložisko: Ložisko je strojní součást, jež snižuje tření mezi pohyblivými součástmi ústrojí. V dnešní době převážnou většinu ložisek tvoří valivá ložiska sestávající z vnitřního a vnějšího kroužku, určitého počtu valivých těles a klece. Ložiska se zpravidla vyrábějí z oceli.

Klec: Úkolem klece je udržovat valivá tělesa v požadované poloze. Klece se obvykle vyrábějí z mosazi nebo z plastů.

Valivá tělesa: Obecný název pro odvalující se součásti uvnitř ložiska, jako kuličky, válečky, soudečky a jehly

Vůle: Celková vzdálenost, o niž lze posunout jeden kroužek vůči druhému v axiálním nebo radiálním směru.

Vibrace: Časová změna velikosti určující veličiny, která popisuje pohyb nebo polohu mechanické soustavy, je-li velikost střídavě větší nebo menší než nějaká hodnota nebo referenční veličina. (ČSN ISO 2041 Vibrace a rázy. Názvosloví. Druhé vydání 1990).

Amplituda: Měřítka energie nebo pohybu kmitajícího předmětu. Amplituda je měřena a vyjádřena třemi způsoby: výchylka (obvykle v milisekundách, špička-špička), rychlost (obvykle v mm/s, špičková), zrychlení (obvykle v g, efektivní). Amplituda představuje rovněž osu y u časového průběhu vlny a u spektra, amplituda napomáhá definovat závažnost vibrací.

Vibrační diagnostika: Je soubor měřících a vyhodnocovacích metod, které umožní objektivně určit skutečný provozní stav strojů. Základem metody je skutečnost, že každý stroj při provozu kmitá a v jeho vibracích je obsaženo mnoho informací o provozním stavu. Vibrace dokonce obsahují nejvíce informací ze všech metod, které se dají použít (tj. termografie, analýzy olejů, atd.). Umožňuje tak udržovat stroje v dobré kondici, což se projeví na kvalitě i kvantitě výroby, pomáhá řídit údržbu, aby se zásahy do stroje a výměny součástí prováděly jen tehdy, kdy je to zapotřebí. V neposlední řadě pak vibrační diagnostika umožňuje důsledně kontrolovat kvalitu provedení údržbářských zásahů.

Spektrum: Nám udává periodické jevy v časové oblasti. Spektrum vibrací se získá Fourierovou transformací časového signálu. Jeho využití je při identifikaci periodické signály a jejich buzení (příčiny). Frekvenční spektrum časového průběhu vibrací je dáno výrazem

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j\omega t} \cdot dt$$

kde je $x(t)$: časový průběh vibrací, ω : úhlová frekvence, t : čas



Harmonické složky: $1x_{f_r}, 2x_{f_r}, \dots$

Interharmonické složky: $0,5x_{f_r}, 1,5x_{f_r}, 2,5x_{f_r}, \dots$

Subharmonické složky: $1/3x_{f_r}, 1/4x_{f_r}, 1/5x_{f_r}, \dots$

Efektivní hodnota rychlosti vibrací: Efektivní hodnota rychlosti kmitání je dána výrazem:

$$v_{ef} = \sqrt{\left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T v^2(t) \cdot dt\right)} = V_{RMS}$$

kde je

$v(t)$ rychlost vibrací [m . s⁻¹]

T perioda vibrací

t čas

OFF-LINE diagnostika: Periodické pochůzkové měření strojů na předem vybraných místech měření a následné vyhodnocování spekter vibrací. Diagnostik tedy musí ke stroji dojít a provést vlastní měření.

ON-LINE diagnostika: Všechny stroje jsou natrvalo propojeny s počítačem, který získává signály od jednotlivých snímačů přes ústřednu. Výhodou ON-LINE diagnostiky je to, že jakákoliv odchylka od normálního stavu je ihned hlášena, popřípadě je stroj přímo vyřazen z provozu. Aplikace ON-LINE diagnostiky je především u významných nebo drahých strojních zařízení.

Technický stav diagnostikovaného objektu: Je dán odpovídající velikostí a vývojem diagnostické veličiny a množinou vybraných vlastností, včetně technických parametrů.

Provozeroschopnost: Stav ve kterém je objekt schopen vykonávat stanovené funkce za daných podmínek.

Porucha: Jev ukončující provozuschopnost objektu.

Řízení údržby podle skutečného stavu: Je to jediný způsob řízení údržby, který současně minimalizuje náklady i nebezpečí nečekaných poruch, které způsobují odstávky. Řízení údržby lze provádět třemi základními způsoby. Prvním je čekání na poruchu, která se následně odstraní. Druhým je systém preventivních výměn těch částí stroje, které již mají odpracován předem určený počet hodin. Třetí způsob je řízení podle skutečného stavu, tzn. pomocí objektivních měřicích metod je sledován provozní stav každého stroje a až v případě existující závady některé části se přistupuje k výměně. Poruchové stavy jsou zachyceny již v ranném stádiu, kdy ještě neznamenají nebezpečí pro chod stroje. Údržba má tak čas opravy efektivně plánovat dopředu. Důležitým aspektem je, že není nutno udržovat objemný sklad náhradních dílů. Protože oprava je plánována s dostatečným časovým předstihem, je i čas zajistit náhradní díly.

**POUŽITÉ ZKRATKY A SYMBOLY**

N	otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
Z	počet zubů ozubeného kola	
f_r	rotorová frekvence	$[\text{Hz}]$
f_z	zubová frekvence	$[\text{Hz}]$
f_f	řemenová frekvence	
f_{zs}	zubová frekvence stálého převodu	$[\text{Hz}]$
D	průměr řemenice	$[\text{mm}]$
L	délka řemene	$[\text{mm}]$
f_{Li}	frekvence vnitřního kroužku ložiska	$[\text{Hz}]$
f_{Lo}	frekvence vnějšího kroužku ložiska	$[\text{Hz}]$
f_{Lv}	frekvence valivých těles ložiska	$[\text{Hz}]$
f_{Lk}	frekvence klece ložiska	$[\text{Hz}]$
Z	počet valivých těles ložiska	-
d_0	průměr valivých tělísek	$[\text{mm}]$
D_s	střední průměr ložiska	$[\text{mm}]$
A	kontaktní úhel	$[\text{°}]$
B	šířka ložiska	$[\text{mm}]$
L_a	hladina akustického tlaku	$[\text{dB}]$
a_{ef}	efektivní hodnota zrychlení vibrací	$[\text{mm/s}^2]$
ε_α	součinitel záběru	-
ε_β	součinitel kroku sklonu šroubovice	-
ε_γ	celkový součinitel záběru	-
SK1	kanál synchronní s otáčkami hnací hřídele – PRIM	
SK2	kanál synchronní s otáčkami hnané hřídele (pastorku) - CEL	
SK3	kanál synchronní s otáčkami diferenciálu (stálý převod) - COR	
MIX	součtový kanál synchronní s otáčkami hřídele - všechno	
S	v tahu	
B	na zpět	



1. ÚVOD

Základním předpokladem spolehlivého zařízení provozu a efektivní údržby je znalost průběhu opotřebení a určení objektivní zbytkové životnosti daného zařízení. To znamená pomocí měřicích a vyhodnocovacích metod stanovit aktuální technický stav v reálném čase.

Vibrační diagnostika je jedním z významných nástrojů při zajišťování spolehlivého chodu rotačních strojů a zařízení. Při správné aplikaci detekčních postupů je možné většinu vznikajících závad zachytit s předstihem tak, aby bylo možné naplánovat opravu s minimálními náklady a ztrátami ve výrobě. Vyhodnocování je založeno na základě srovnávání spekter vibrací pro zachycení vznikající závady (týkající se poškození zubů, ložisek, souososti hřídelů a nevyváženosti rotorů) při stejných provozních podmínkách.

Technická diagnostika je proces, při němž se zjišťuje aktuální technický stav objektů na základě objektivního vyhodnocení příznaků zjištěných prostředky měřicí techniky. Bezdemontážní diagnostika strojů (monitorování stavu strojů) je oblast technických aktivit, které zahrnují:

- výběr fyzikálních parametrů spojených s provozem, stroje pro periodické nebo nepřetržité snímání,
- měření a zaznamenávání dat za účelem redukování analýzy, porovnání či zobrazení dat a informací pro podporu rozhodovacích procesů majících vztah k provozu a údržbě stroje.

Technická diagnostika strojů a zařízení se opírá především o měření a analýzu vibrací důležitých uzlů strojů a zařízení za předem definovaných provozních podmínek a to ve stadiu zavedení nového stroje a jeho následném provozu. V případě zhoršování technického stavu, které se projeví změnou úrovně nebo spektra vibrací, dovoluje odhadnout možnou délku dalšího provozu a umožnit tak naplánovat a zajistit opravu stroje nebo poškozeného uzlu. Neocenitelnou výhodou je také možnost identifikovat a odstranit příčiny zhoršení technického stavu. Její výsledky mohou být přímo aplikovány v automobilových závodech, přičemž při jejím uplatnění hrají důležitou roli dvě hlavní okolnosti :

1. servisní práce se mohou provádět pouze tehdy, když měření ukazují, že je jich zapotřebí. Každá nadbytečná demontáž vždy zhoršuje stav stroje,
2. pouhá výměna poškozené součásti na obráběcích strojích pro výrobu součásti převodovek automobilů nemá smysl, pokud nejsou odstraněny příčiny zvýšeného provozního zatížení nebo poškození. To vše vede ke snižování vibrací a hluku automobilových převodovek a tím k snižování počtu jejich reklamací.

Hlavním cílem je tedy:

I - detekce - zjištění změn mohutnosti vibrace a velikosti význačných složek spektra vibrace. Vibrace by měly být měřeny co nejbližše ložisek nebo jiných uzlů stroje pokud možno ve třech směrech: axiálním, horizontálním radiálním a vertikálním radiálním.

II - určení zdrojů buzení vibrací - určení příčiny a místa vzniku nadměrného provozního zatížení stroje. Pro analýzu spekter a časových průběhů je nutný výpočet frekvencí buzení. Je proto nutné nakreslit kinematické schéma strojů a zařízení (převodovek) s těmito údaji:

u převodovek- počty zubů ozubených kol, druh valivých ložisek, otáčky motorů

u strojů a zařízení - průměry řemenic, délky řemenů, počet lopatek, počet zubů a typ ložisek.

III - řešení - realizovat vhodná opatření a po jejich realizaci měřeními ověřit vliv na dynamické chování stroje a na životnost a spolehlivost jeho součástí, které budou namontovány do převodovek automobilů.



Zjišťování poškození a závad součástí a skupin obráběcího stroje v automobilovém průmyslu vychází z porovnání změřených spekter se spektry nového správně smontovaného stroje (po jeho záběhu) a spektry v dalším vývoji. Tato metoda rovněž zachycuje jiné typy závad strojů jako je nevyváženost rotačních částí, nesouosost, mechanické uvolnění, poškození zubů, atd.

Vznik závady se již v počátečním stadiu projevuje změnou amplitudy jedné nebo několika složek spektra vibrací. Zhoršování závady je pak provázáno postupným zvětšováním amplitud vibrací. Trend analýzy pro zjištění a odhalení závady zahrnuje všechny měřené hodnoty, ze kterých vyhodnocujeme trend naměřených hodnot určitého měřicího místa v závislosti na čase. Z tohoto trendu pak vypočteme optimální termín údržby, resp. opravy.

Včasná detekce závady převodovek osobních automobilů je základním předpokladem pro možnost plánování nápravných zásahů. Po odhalení závady je třeba řešit příčiny, které způsobují zvýšené vibrace a hlučnost převodovky. Jen tak lze dosáhnout toho, že se problém nebude opakovat a bude zajištěna vysoká kvalita výroby převodovek z hlediska hlučnosti a vibrací a důvody k reklamaci zaniknou.

Na celkové úrovni vibrací a hluku automobilových převodovek se výrazně podílí přesnost výroby jejich součástí na obráběcích strojích a uložení ozubených kol a valivých ložisek. Ozubení a valivá ložiska jsou nejvýraznějším budičem vibrací automobilových převodovek.

Metody a prostředky měření a analýza frekvenčních spekter vibrací obráběcích strojů jsou nástrojem moderního způsobu identifikací jejich mechanických závad a následné zjišťování jejich vlivu na úroveň vibrací a hluku automobilových převodovek.

Hluk, produkovaný automobilem, působí negativně jak na nejbližší okolí, tak i na posádku vozu a hlavně řidiče. Rušivé vlivy, působící během jízdy na pozornost řidiče, mohou negativně ovlivnit bezpečnost všech účastníků silničního provozu. Jedním z největších zdrojů hluku vozidla je hnací ústrojí, jehož součástí je i převodovka. Hlučnost a vibrace převodovek jsou častými důvody k jejich reklamaci a příčinami ke zhoršení jejich spolehlivosti a životnosti.

Námětem této habilitační práce se staly následující vlivy na hlučnost a vibrace automobilových převodovek:

- montáž špatně vyráběných součástí do převodovky a identifikace jejich mechanických závad ve vibračních spektrech, které jsou nutným předpokladem kontroly jakosti výroby k zajištění vysoké kvality převodovky a k potlačení jejich hlučnosti, vibrací a počet reklamovaných převodovek,
- přesnost výroby součástí převodovek obráběcími stroji,
- špatná výroba součástí důsledkem závady, která se vyskytla na tomto obráběcím stroji a jejich následné montáže do převodovky, které mají za důsledek zvýšenou hlučnost a vibrace převodovek.



2. DŮVODY VYUŽITÍ VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKY V ZÁVODECH OBRÁBĚCÍCH STROJŮ AUTOMOBILOVÉHO PRŮMYSLU

Moderní technologická pracoviště automobilového průmyslu sestávající se z obráběcího centra tvořeného vlastní obráběcí stanicí a doplněného prostředky manipulace s nástroji, obrobky a odpadem, a také prostředky automatického řízení, představují z hlediska údržby novou situaci. Udržet tato automatizovaná výrobní zařízení v provozuschopném stavu s minimem prostojů, tedy s vysokou spolehlivostí, není klasickými způsoby údržby dobře možné.

Je příliš pozdě, časově náročné a finančně nákladné nalézt příčiny reklamací, poruch a snížené životnosti převodovek až po jejich kompletní montáži a kontrole kvality nebo až u konečného zákazníka. To vše vede ke zvýšení nedůvěry ze strany zákazníka. Toto vedlo světového výrobce automobilů Škoda Auto Mladá Boleslav k zavádění komplexních systémů zjišťování technického stavu výrobních zařízení a NC obráběcích strojů automobilového průmyslu metodou bezdemontážní technické diagnostiky, údržby založené na skutečně zjištěném stavu stroje a prevenci poruch.

Skutečné přínosy technické diagnostiky jsou závislé na volbě těch měření, která nejlépe definují stav stroje. Proto mají pečlivé úvahy o této problematice velkou návratnost.

- Každý závod při přejímání nových obráběcích strojů hodnotí kvalitu obrábění podle předepsaných obráběcích zkoušek. Tyto obráběcí zkoušky, na rozdíl od vibrací, umožňují pouze zjištění, zda nově vyrobené stroje vyhovují požadavkům kladeným na kvalitu obrábění, ale nedávají žádné informace o kvalitě montáže obráběcího stroje a o vlivu některé části stroje na zkoušenou kvalitu obrábění součástky převodovky.
- Rezonanční oblasti mohou být různé i u jednotlivých obráběcích strojů stejného typu (rozptyl rozměrů součástí v předepsaném tolerančním poli). Nejméně příznivý případ může nastat, souhlasí-li budící frekvence (otáčky stroje při určitém výkonu) s jednou z vlastních frekvencí systému, jsou tedy splněny podmínky rezonance, při které mohou amplitudy nebezpečně narůstat.
- Doporučit uživateli pracovní režimy, ve kterých nedochází k nadměrné úrovni vibrací a současně lze dosáhnout požadované jakosti obrábění.
- Opravy a údržba strojů se provádějí pouze tehdy, pokud to skutečný, měřením zjištěný technický stav stroje vyžaduje.
- Zajištění kvality výroby a spolehlivosti strojů.
- Pro spolehlivé dosažení vysoké kvality obrábění nelze připustit rozsáhlejší poškození např. valivých ložisek, ozubených kol, vačkových mechanismů.
- Odstranění výskytu neplánovaných odstávek obráběcího stroje.
- Objektivizace požadavků na provádění údržby a včasné nárokování náhradních dílů, tím dojde ke snížení zásob náhradních dílů (neznehodnocování náhradních dílů vlivem dlouhodobého skladování).
- Získat referenční spektra vibrací pro periodické sledování a objektivní plánování údržby stroje a porovnat změřenou celkovou úroveň vibrací se srovnatelným strojem.
- Určení stavu poškození skupiny součástí a určení ještě možné doby provozu.
- Zjednodušení vztahu výrobce - uživatel během záruční doby a eliminování počtu reklamací převodovek.

Na základě uvedených znalostí je pak možno naplánovat odstávku obráběcích strojů a přípravu materiálů i personálu k provedení potřebných prací tak, aby nedošlo ke snížení kvality výroby součástí převodovky a aby byly pracovní ztráty minimální (přesun opravy mimo pracovní dobu). Nutnost posouzení technického stavu obráběcích strojů vyplývá



z potřeby činit rozhodnutí týkající se kvality výroby. Může se jednat o rozhodnutí o dalším provozování obráběcího stroje či o provedení změn týkajících se technologie nebo jejich provozování. Také současné podmínky a vysoké požadavky spotřebitele nutí výrobce automobilů neustále hledat způsoby zvyšování produktivity výrobních zařízení za účelem stabilnější kvality výrobků součástí převodovek a tím k snížení hlučnosti a vibrací, zvýšené spolehlivosti a životnosti automobilových převodovek.

Hodnocení technického stavu obráběcích strojů na základě analýzy periodického měření vibrací pomocí metod vibrační diagnostiky:

- ✓ včas identifikovaná zvýšená úroveň vibrací a zhoršení stavu skupin obráběcího stroje umožňuje realizovat vhodná opatření, která zamezí zvýšené hlučnosti a vibrací převodovek,
- ✓ určení a vyhodnocení správné funkce stroje, určení druhu a příčin poškození funkcí stroje,
- ✓ určení stavu poškození součástí a určení ještě možné doby provozu do dosažení mezních hodnot v oblasti diagnostiky a dosažení kvalitní výroby součástí převodovek,
- ✓ určení požadovaného stavu nového stroje podle předpisů,
- ✓ plánování a nárokování kapacity na opravy a náhradní díly.

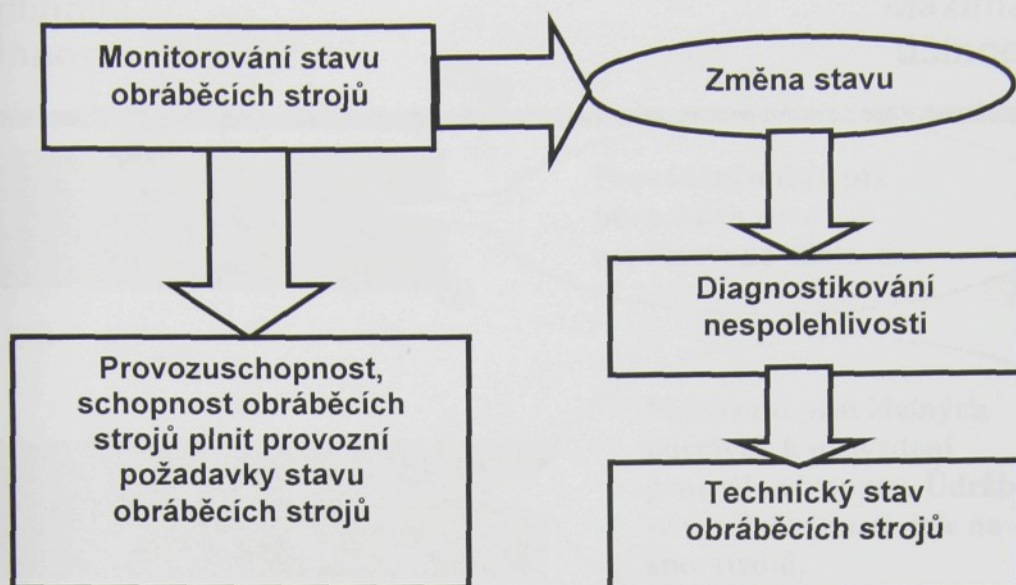
Obráběcí stroje automobilového průmyslu v závodě ŠKODA Auto se vyznačují vyšší produktivitou, vyšší rychlostí opracování výbrusu a vysokým stupněm mechanizace a automatizace. Od nástupu tzv. proaktivní údržby jsou obráběcí stroje sledované OFF-LINE diagnostikou. Vřetena jsou vysokootáčkové komponenty, kde zvlášť při velké námaze ložisek dochází k jejich opotřebování – nutnost výměny a servisních oprav vřetena přímo u výrobce je finanční a časovou ztrátou. Tímto lze považovat vřetena za choulostivou část obráběcích strojů.

Vřetena představují nejdůležitější součást všech obráběcích strojů. Jsou určena pro provádění nejrůznějších řezů operací např. na odlitcích. Tyto výrobky musí být dokončeny různými procesy, jako např. soustružením, dělením, vrtáním, zahlubováním, řezáním závitů, vystružováním, broušením a frézováním tak, aby bylo dosaženo konečného tvaru a kvality.

Pro obráběcí stroje se středním a velkým výkonem, dále pro stroje s vysokými otáčkami a vysokými výkony je zpravidla používána vřetenová jednotka s integrovaným motorem – elektrovřetenem. Takové vřetenové jednotky jsou používány v obráběcích centrech, frézkách v automobilovém průmyslu, bruskách, revolverových soustruzích a soustruzích s vysokým výkonem.

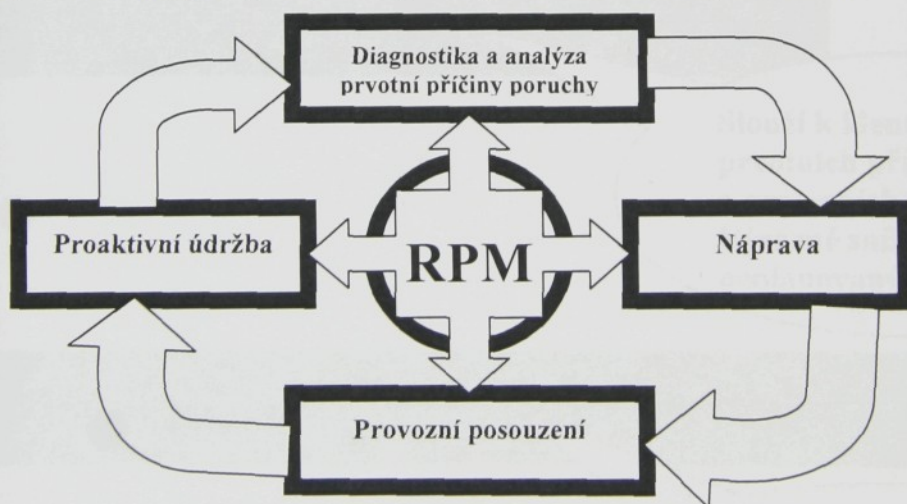
Jde o vysokootáčkové komponenty, kde zvlášť při velké námaze ložisek dochází k jejich opotřebování (nutná výměna u výrobce). Hlavní možné příčiny poruch vřeten lze shrnout do těchto bodů: havárie řezného procesu, přetížení stroje, únava materiálu, špatná lubrikace - špatné chlazení vřetena, špatné usazení stroje, nesvědovitá oprava, špatné napnutí řemene, vnik chladicí kapaliny do ložiska, příliš velká nevývaha (nástroje, excentrické obrábění), chyba automatické výměny nástroje, průchod elektrického proudu ložiskem.

K eliminování většiny z uvedených poruch a k rozpoznání technického stavu mechanických částí obráběcích strojů slouží periodické měření řady veličin, např. teplota, vibrace ložisek, otáčky a radiální poloha rotoru, provozní tlaky a status upnutí nástroje. Tento způsob je dosažitelný použitím metody a prostředků technické diagnostiky, které jsou nástrojem moderního způsobu řízení kvality strojů a zařízení pro výrobu součástí převodovek osobních automobilů. Tyto metody a prostředky dovoluují monitorovat vývoj poruchy v procesu provozování obráběcích strojů. Viz obr. 1.



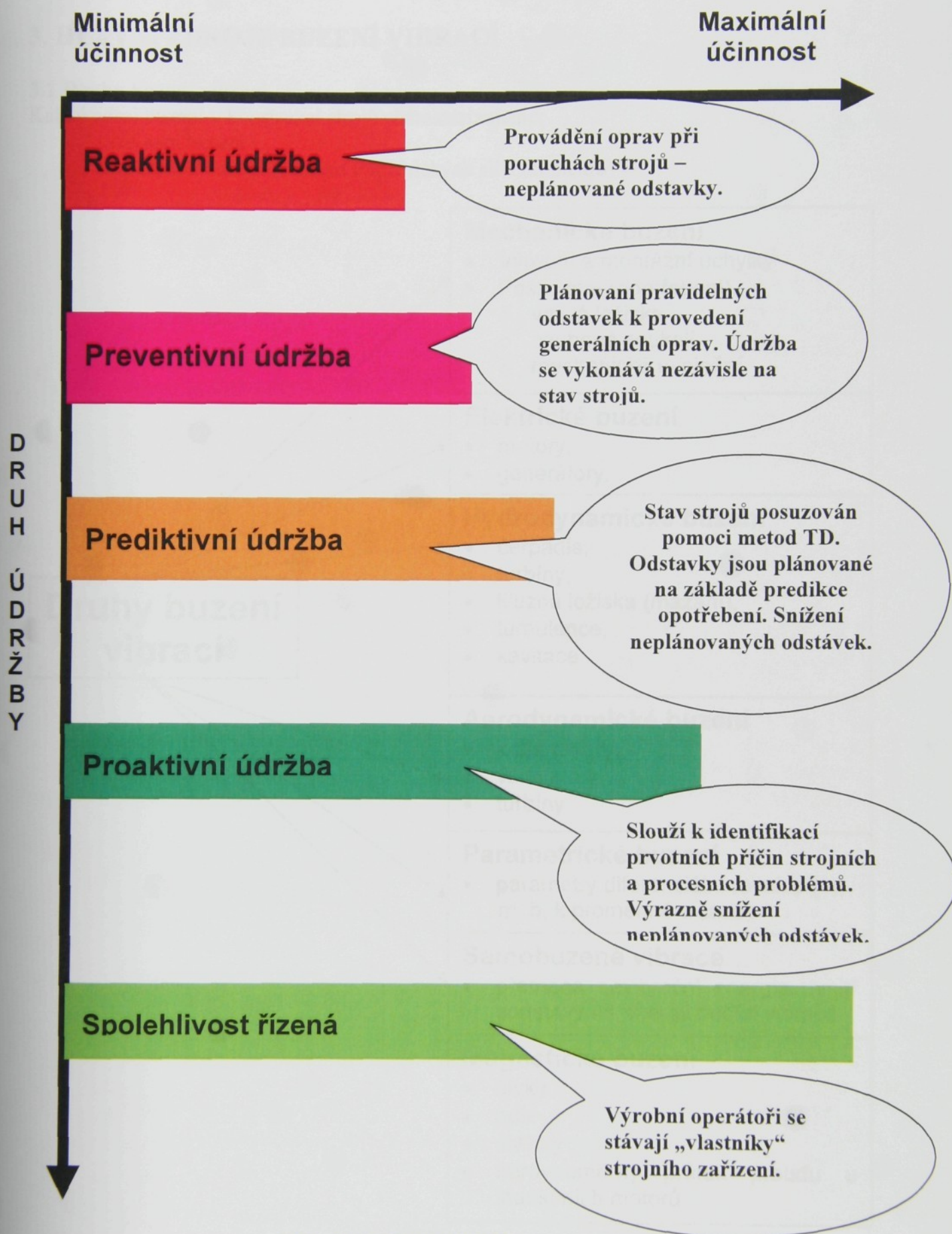
Obr.1. Diagnostikování obráběcích strojů v systému provozování

Měření a analýza vibračních spekter vibrací pohonů obráběcích strojů pro výrobu automobilových částí převodovek jsou nástrojem moderního způsobu proaktivní údržby a identifikací mechanických závad a jejich vlivu na celkovou hlučnost automobilových převodovek. Prediktivní údržba je proces zaměřený na zjišťování stavu obráběcího stroje, který může případně vést k jeho poruše. Dále posuzuje pravděpodobný čas zbývající do poruchy. Často se používá termín proaktivní spolehlivostní údržba, neboť se akcentuje její vliv na zvýšení spolehlivosti technologických zařízení (Proactive Reliability Maintenance – PRM). Zatímco tradiční procesy prediktivní údržby tvoří trvalý cyklus údržby, proces proaktivní údržby tvoří trvalý cyklus zdokonalování. Proces proaktivní údržby je založen na čtyřech klíčových krocích, jež spolu tvoří cyklus proaktivní údržby - viz Obr. 2.



Obr. 2. Proaktivní (spolehlivostní) údržba - PRM

Rozvoj péče o obráběcí stroje je soustavný, nikdy nekončící a dynamický proces, jenž začíná určením pozice, kde se stávající systém údržby nachází a pokračuje nastavením jeho dalšího rozvoje. Úspěšný program údržby v sobě zahrnuje optimální podíl jednotlivých metod údržby, jež jsou definovány na Obr. 3. To vše vede k identifikaci mechanických závad a k omezení negativních důsledků výroby na kvalitu převodovek automobilů.



Obr. 3. Strategie údržby

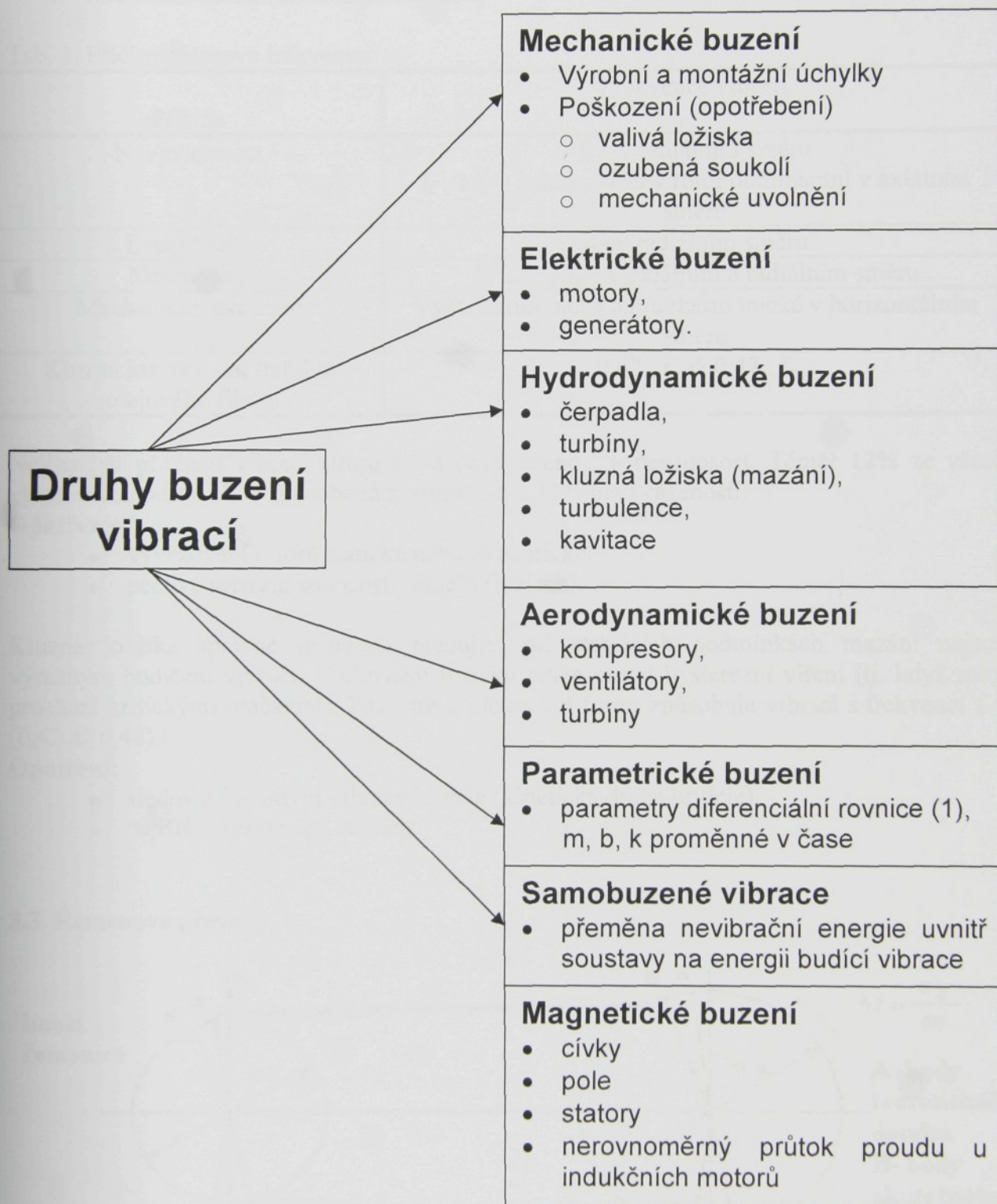


3. HLAVNÍ ZDROJE BUZENÍ VIBRACÍ

3.1 Druhy buzení vibrací

Každý zdroj buzení v konstrukci strojů charakterizujeme:

- frekvencí buzení
- amplitudou buzení (velikost dynamických sil a momentů)





3.2. Příčiny rotorové frekvence

Rotorové frekvence:

- | | |
|--|---|
| 1. Základní | $f_r = n/60$ f_r [Hz], n [1/min] |
| 2. Vyšší harmonické (ortoharmonické) | $k \cdot f_r$; $k = 2, 3, 4, \dots$ |
| 3. Subharmonické | f_r/n ; $n = 2, 3$ |
| 4. Interharmonické (ortosubharmonické) | $1,5 \cdot f_r$; $2,5 \cdot f_r$; ... |

Tab. 1. Příčiny rotorové frekvence

Příčina	Frekvence vibrací
Nevyváženost	f_r – v radiálním směru $f_r, 2 f_r$ – letmo uložený rotor dominantní v axiálním směru
Excentricita	f_r - v radiálním směru
Nesouosost	$f_r, 2.f_r, 3.f_r$ – v axiálním a radiálním směru
Mechanické uvolnění	Vyšší harmonické a interharmonické v horizontálním směru
Kluzná ložiska – nestabilita olejového filmu	$0,42 \cdot f_r$ až $0,47 \cdot f_r$

Nejčastější příčinou vibrací strojů bývá nevyváženost a nesouosost. Téměř 12% ze všech vynucených odstávek je způsobeno nesouosostí a 12% nevyvážeností.

Opatření:

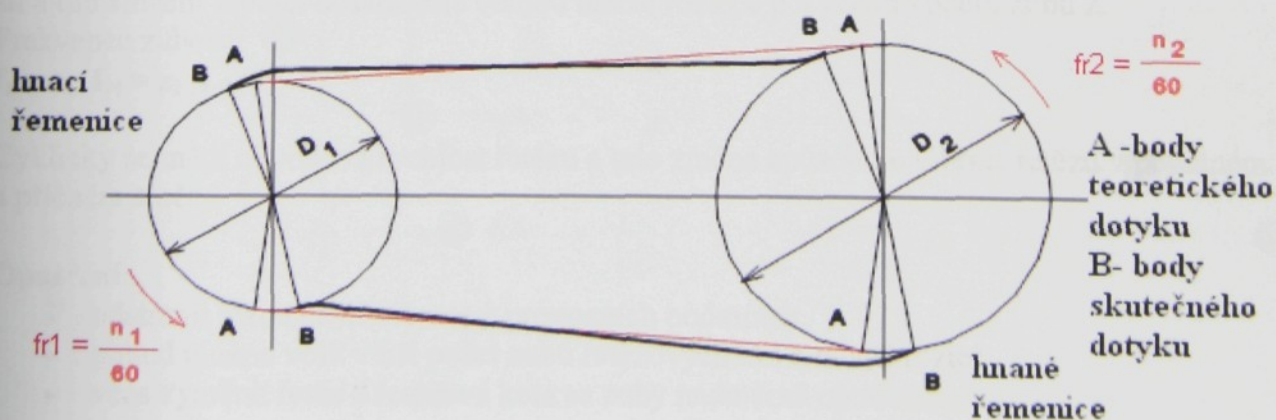
- ▶ vyvažování rotorů statické nebo dynamické,
- ▶ pečlivě seřízení souososti hřídelů (ložisek).

Kluzná ložiska správně navržena pracující při stabilních podmínkách mazání nejsou výrazným budičem vibrací. V kluzném ložisku může nastat hysterezní víření (tj. když rotor prochází kritickými otáčkami), kdy víření olejového filmu způsobuje vibraci s frekvencí $f = (0,42 \text{ až } 0,48) \cdot f_r$.

Opatření:

- ▶ sledování relativní vibrace hřídele (kinetická dráha hřídele),
- ▶ zajištění správného mazání.

3.3. Řemenové převody





Úchylky příčného průřezu klínového řemene (nepárované řemeny)

$$f_{\tilde{r}} = \frac{\pi \cdot D_1}{L} f_{r1} = \frac{\pi \cdot D_2}{L} f_{r2}$$

D_1, D_2 průměr hnací a hnané řemenice
 f_{r1}, f_{r2} rotorová frekvence hnací a hnané řemenice
 L délka řemenu

Typický výskyt vyšších harmonických $2.f_r, 3.f_r, \dots$

Axiálně přesazené klínové řemenice způsobují vibrace v axiálním a radiálním směru s frekvencí f_{r1}, f_{r2} .

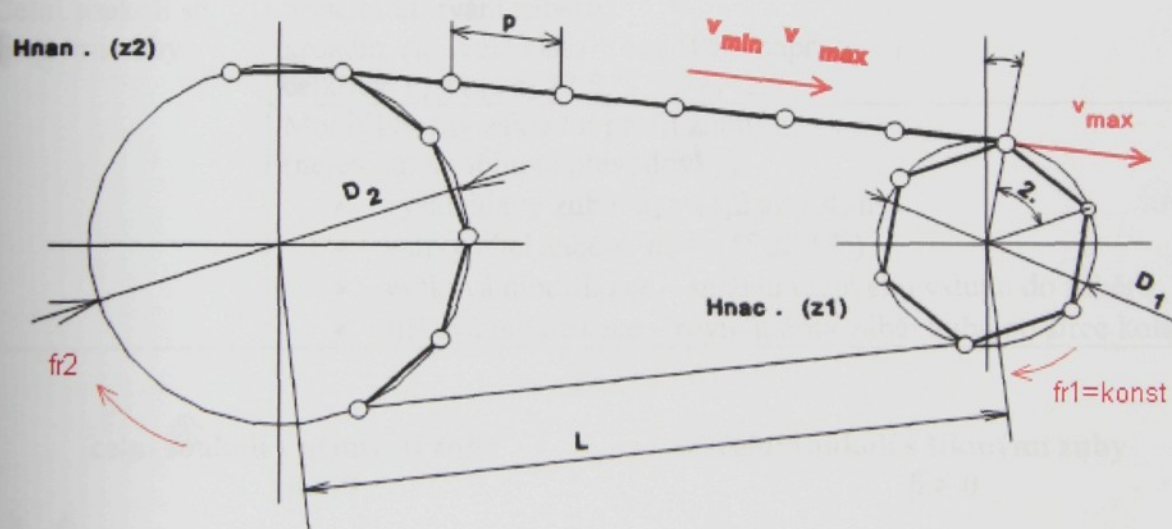
Rezonanci ohybové vibrace řemene lze snadno přeladit předpětím a délkou řemene.

U řemenových převodů vznikají dynamické síly (momenty), jejichž velikost závisí na konstrukčním řešení. Úchylky rozměrů (výška a šířka řemene způsobují vibrace řemenů).

Opatření:

- ▶ používat „párované“ klínové řemeny v jednom převodu,
- ▶ náhrada klínových řemenů plochými řemeny,
- ▶ volba optimálního předpětí při montáži,
- ▶ včasná výměna poškozených klínových řemenů.

3.4. Řetězové převody



Jsou výrazným budičem vibrací, řetězovky jsou z – úhelníky. Snížení velikosti dynamických sil a tím snížení vibrací dosáhneme volbou menší rozteče p a většího počtu zubů z .

Frekvence zubová

$$f_z = z_1 \cdot \omega_1 = z_2 \cdot \omega_2$$

Cyklicky se mění obvodová rychlost řetězu a tato změna způsobuje vibraci řetězu v podélném a příčném směru.

Opatření:

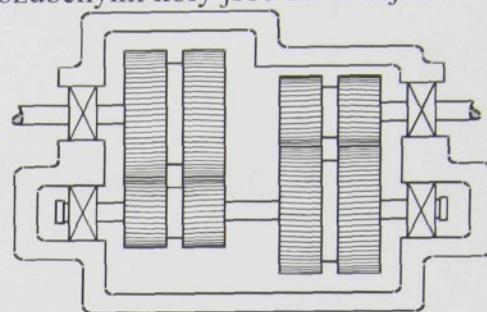
- ▶ odstranit rezonanční vibrace z provozních podmínek,
- ▶ pokud možno volit větší počet zubů řetězových kol a menší rozteč,
- ▶ včas vyměnit řetěz a řetězová kola se zuby nadměrně opotřeбенými.



3.5. Ozubené převody

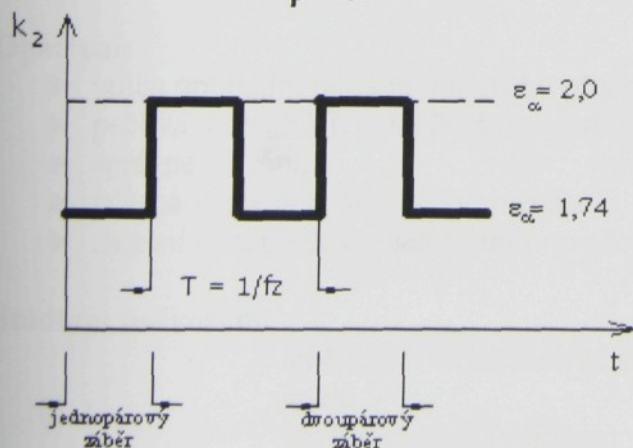
Ozubené převody jsou výrazným budičem vibrací. Projevem vnitřních dynamických sil v ozubení je vibrace a hluk. Hlavní druhy buzení vibrací ozubenými koly jsou následující:

- **Kinematické**
 - nepřesnosti ve výrobě a montáži,
 - nepřesnosti v uložení soukolí,
 - tuhosti zubů.
- **Rázové**
 - rázový vstup zubů do záběru.
- **Parametrické**
 - periodická časová změna ohybové tuhosti zubů v záběru výrazné u čelního a kuželového soukolí a přímými zuby,
 - periodická změna směru třecí síly mezi boky zubů $\pm F_T$ (impuls valivě kružnice) výrazné u čelního a kuželového soukolí s přímými zuby.

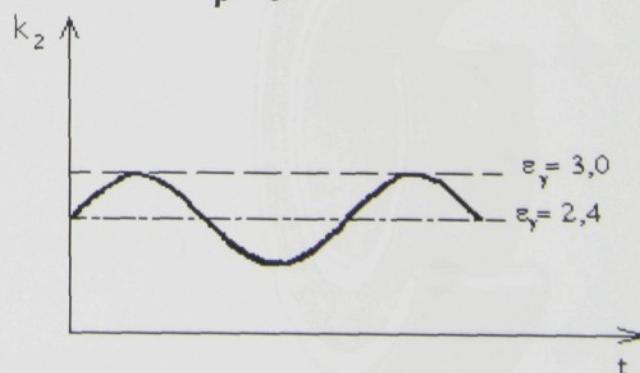


Soukolí	Možnosti snížení buzení
Čelní soukolí s přímými zuby	Modifikace základního profilu zubů
	Součinitel trvání záběru $\varepsilon_\alpha = 2,0$
	Vněpólové ozubení – pól (valivý bod) mimo záběrovou úsečku (harmonické převodovky)
Kuželové soukolí s přímými zuby	Ozubení se zakřivenými zuby
Čelní soukolí se šikmými zuby	Součinitel trvání záběru: krokem ε_β ... celé číslo + cca 10% (např. $\varepsilon_\beta = 1,1$) celkový $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta > 2,5$, $2 < \varepsilon_\alpha < 2,5$
	Modifikovaný základní profil zubů (nejen automobilové převodovky)
	• výška hlavy zubů $h_a = (1,2 \text{ až } 1,4) m_n$ • valivý úhel záběru $\alpha_v = 15^\circ \text{ až } 17^\circ$ • výšková modifikace – snížení rázového vstupu do záběru • šířková modifikace – rovnoměrný záběr zubů po šířce kola

čelní soukolí s přímými zuby
 $\beta = 0$



čelní soukolí s šikmými zuby
 $\beta > 0$



Obr. 4. Časová změna tuhosti zubů v záběru v závislosti na součiniteli trvání záběru



- **Modulace vibrací:**

- amplitudová, např. excentrické ozubení
- frekvenční, např. kloubový hřídel, proměnné otáčky

Zubová frekvence

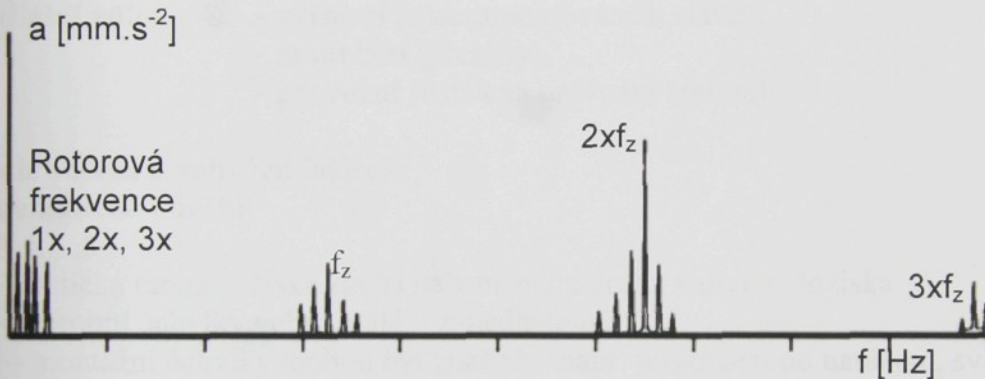
$$f_z = z_1 \cdot f_{r1} = z_2 \cdot f_{r2}$$

z_1, z_2 počet zubů hnacího, hnaného kola

f_{r1}, f_{r2} rotorová frekvence hnacího, hnaného kola, také vyšší harmonické $2 \cdot f_r, 3 \cdot f_r$

Opatření:

- ▶ kvalitní montáž a seřízení záběru,
- ▶ snížení tuhosti zubů,
- ▶ šikmé ozubení,
- ▶ korekce profilu v závislosti na velikosti průhybu zubů v záběru,
- ▶ odstranění rezonanční vibrace z provozních podmínek.



Obr. 5. Ukázka spektra vibrace nesouososti ozubeného kola

3.6. Valivá ložiska

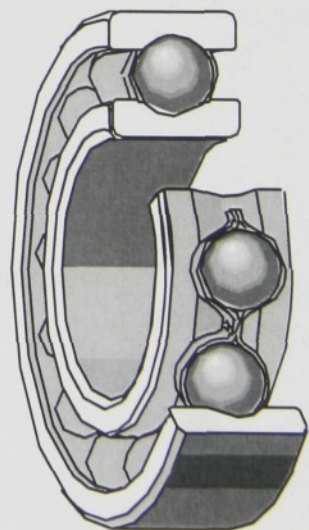
I nepoškozená valivá ložiska mohou být výrazným budičem parametrického buzení. Parametrické buzení může vzniknout u radiálních valivých ložisek s nadměrnou provozní vůlí. Potom dynamická budicí síla roste s velikostí radiální vůle a klesá s počtem valivých těles. Téměř 41% ze všech vynucených odstávek je způsobeno poškozením ložisek.

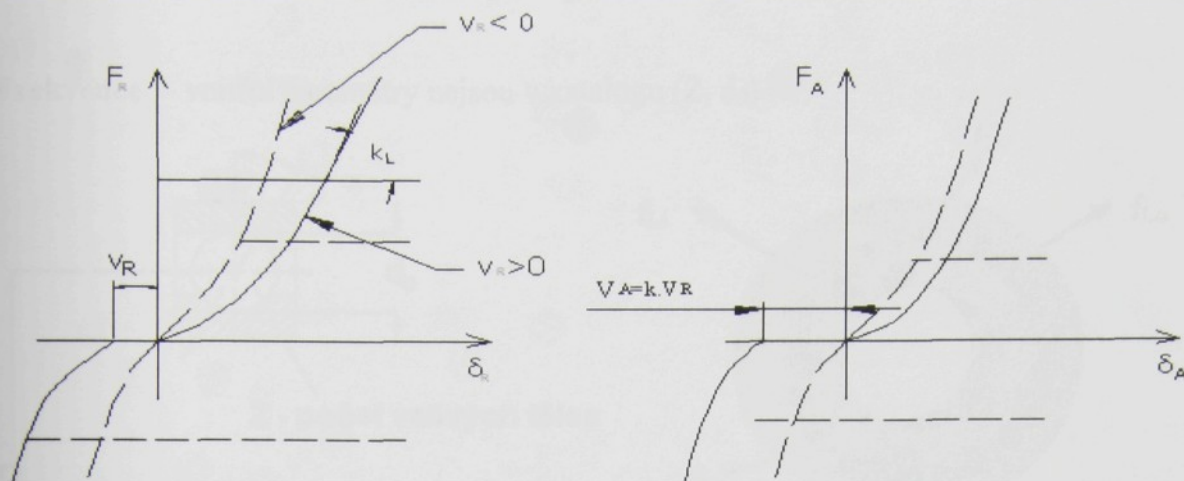
Opatření:

- ▶ volba optimální radiální vůle nebo předpětí,
- ▶ pečlivá montáž VL s použitím moderních prostředků,
- ▶ správné mazání,
- ▶ včasná výměna poškozeného ložiska,
- ▶ snížení dynamického namáhání (vyvažování a souosost ...).

Stádium poškození:

- počínající – odstranit příčinu – mazání
- malé
- rychlý rozvoj- (výměna)
- rychlý rozvoj poškození – výměna





Obr. 6. Charakteristika radiálního (kuličkového) ložiska (závislost deformace na zatížení)

Předpětí:

- vyšší přesnost uložení,
- delší trvanlivost

Radiální vůle:

- **výrobní** (v nezamontovaném stavu),
- **montážní** (přesahy),
- **provozní** (ustálená provozní teplota).

Druh buzení u valivých ložisek:

Kinematické buzení:

$$F_A = k_L \Delta$$

k_L – statická tuhost ložiska závisí na zatížení a druhu valivého ložiska

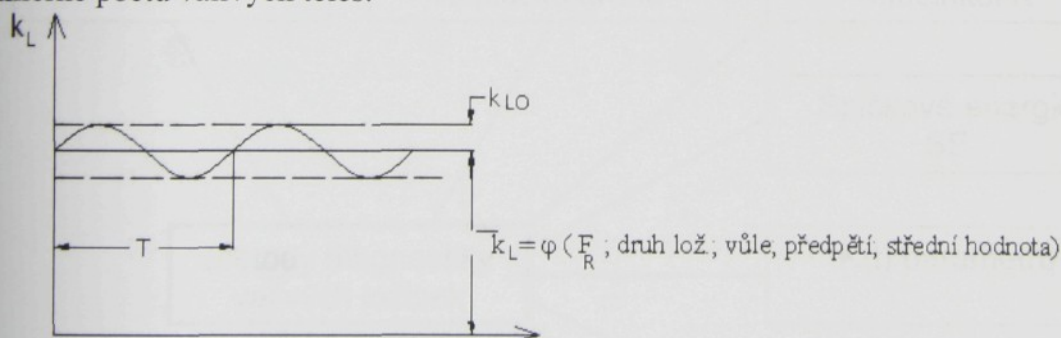
Δ_v – výrobní úchytky velmi malé – zanedbatelné

Δ_m – montážní úchytky mohou být značné – např. poškození od narážení, svařování (průchod proudu ložiskem), od šikmého namontování na hřídeli (utahovací matice), od stahování za vnější kroužek, od nečistot a nedostatečného mazání!!

Parametrické buzení:

- $k_L(t) \neq \text{konst}$

Parametrické buzení radiálního ložiska je přímo úměrné provozní radiální vůli v_R a nepřímo úměrné počtu valivých těles.



$$k_{LO} \approx V_R/Z \approx (\text{radiální vůle/počet valivých těles})$$

k_L střední tuhost

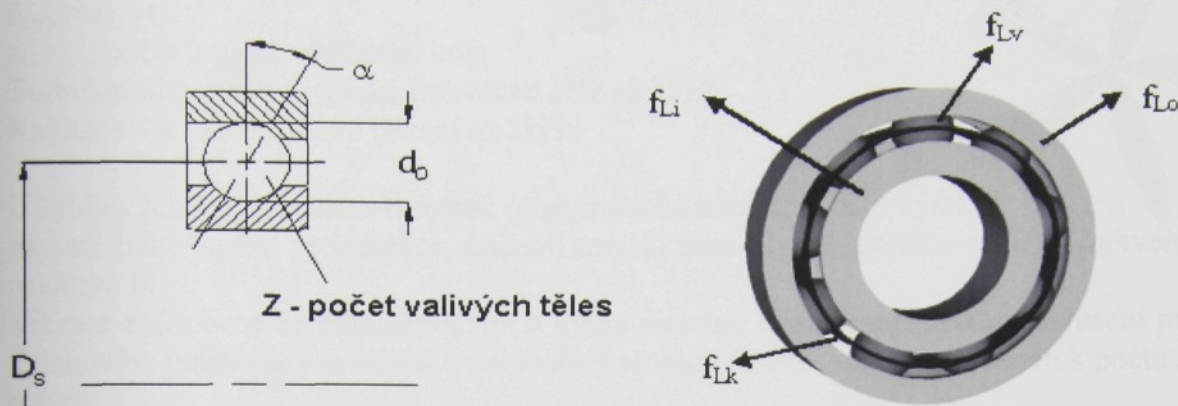
$$f_{LP} = 1/T = \text{frekvence klece} \times \text{počet valivých těles}$$

Možnosti snížení: (konstrukce i provoz)

- dvouřadá válečková ložiska
- jehlová ložiska - i dvouřadá



Frekvence – vnitřní parametry nejsou v katalogu (Z , d_0)



Obr. 7. Vnitřní rozměry valivého ložiska a označení frekvence vad

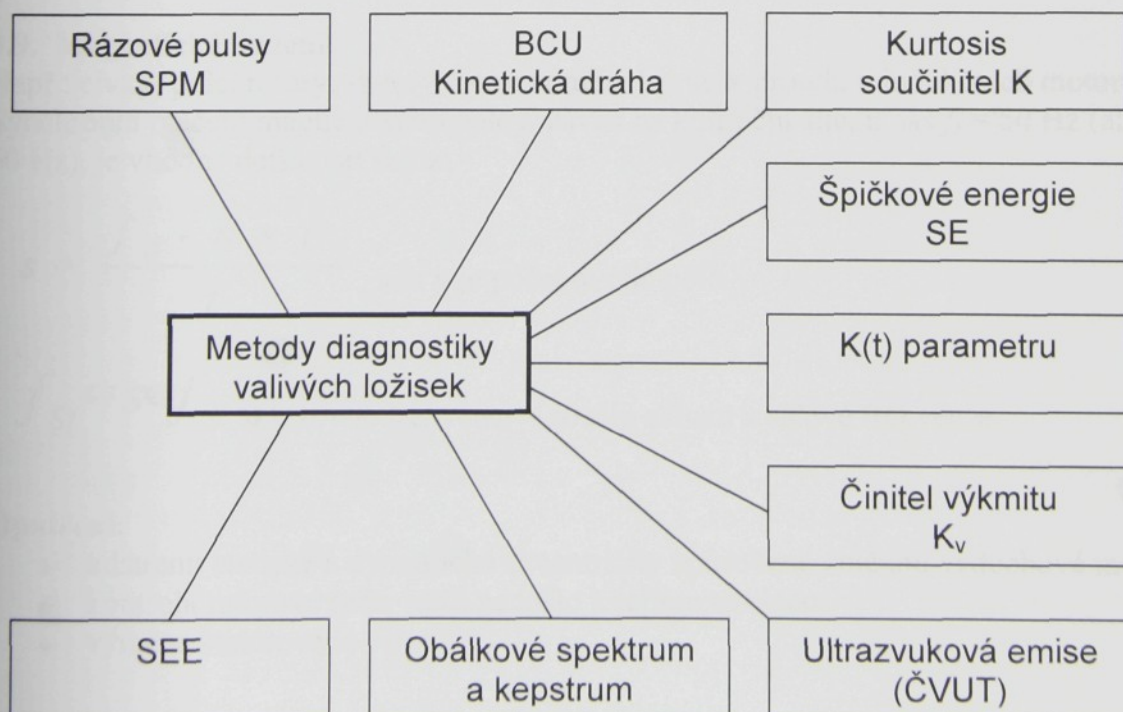
$$\text{Frekvence vnitřního kroužku: } f_{Li} = 0,5 \cdot Z \cdot f_r \left(1 + \frac{d_0}{D_s} \cdot \cos \alpha \right)$$

$$\text{Frekvence vnějšího kroužku: } f_{Lo} = 0,5 \cdot Z \cdot f_r \left(1 - \frac{d_0}{D_s} \cos \alpha \right)$$

$$\text{Frekvence valivých těles: } f_{Lv} = f_r \cdot \frac{D_s}{d_o} \left(1 - \left(\frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right)^2 \right)$$

$$\text{Frekvence klece ložiska: } f_{Lk} = 0,5 \cdot f_r \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right)$$

Metody diagnostiky valivých ložisek



Obr.8. Metody technické diagnostiky valivých ložisek



3.7. Hydrodynamické a aerodynamické buzení

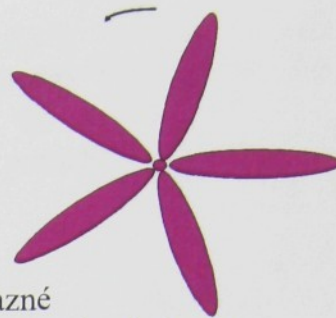
Čerpadla, turbíny, ventilátory, kompresory – lopatková frekvence

$$f_{Lop} = z_L \cdot f_r$$

z_L počet lopatek oběžného kola

Turbulentní proudění – nízká frekvence 1Hz až 35Hz

Kavitace – širokopásmové buzení až 2kHz



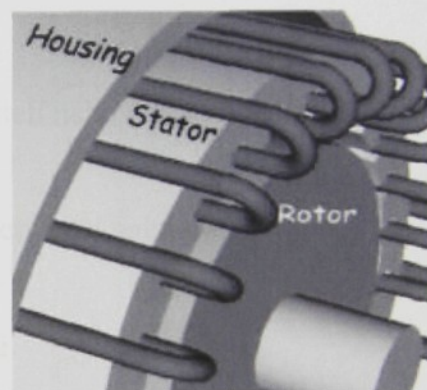
U křídlových kompresorů a turbínek (pneumatické nářadí) je také výrazné parametrické buzení periodickou změnou smyslu třecí síly $\pm F_T$ (křídlo–rotor) – frekvence rotorová f_r .

Vibrace způsobené aerodynamickými a hydraulickými silami mají vztah k narušení proudění a tlakovým pulsacím v systému. Frekvence v těchto případech může mít vztah k počtu lopatek rotoru.

3.8. Elektrické buzení

Elektromagnetické síly u elektrických točivých strojů (motory, generátory) mohou budít vibrace u:

- elektromotorů – síťová frekvence $f_s = 50$ Hz, také $2 \cdot f_s$
- Excentricity statoru (volné plechy) $2 \cdot f_s$
- Excentrického rotoru $2 \cdot f_s$ a modulace
- Skluzové frekvence závisující na zatížení
- prasklé rotorové tyče (počet rotorových tyčí není v prospektech)
- podíl rotoru na poškození je 10% a statoru 37%.



Opatření:

- ▶ vyvažování rotoru elektromotoru,
- ▶ seřízení souososti ložisek elektromotorů,
- ▶ seřízení souososti hřídele elektromotoru a hnaného stroje (spojky),
- ▶ odstranění buzení od klínových řemenů,
- ▶ odstranění buzení od hnaného stroje (převodovka, mechanismy).

3.9. Magnetické buzení

Např.: cívky, pole, rotory, statory, nerovnoměrný průtok proudu u indukčních motorů.

Synchronní otáčení magnetického pole f_s závisí na kmitočtu sítě, u nás $f_s = 50$ Hz (ale také $f_s = 60$ Hz), je vhodné definovat skluz:

$$s = \frac{f_s - p \cdot f_r}{f_s}, \text{ kde } p \text{ je počet dvojic pólů}$$

$$f_{sf} = s \cdot f_s \text{ skluzovou frekvenci} = \text{součin skazu x síťové frekvence}$$

Opatření:

- ▶ odstranit statické a dynamické excentricity způsobené změnou vzduchové mezery,
- ▶ kontrola rotorové tyče, jestli nedošlo k jejímu uvolnění,
- ▶ výměna statorového vinutí.



4. MĚŘENÍ VIBRAČNÍCH SPEKTER

Vibrodiagnostika je nejrozšířenější metodou technické diagnostiky protože:

- Vibrace se měří za plného provozu stroje a bez úprav stroje
- Je to univerzální metoda - identifikuje velké množství různých poruch
- Je to dobrý lokalizační účinek - dobře určuje místo poruchy
- Je preventivní - včas indikuje poruchu
- Je výhodná jako hlavní i pomocná metoda
- Má užitečné odvozené metody
- Dává vysoký informační obsah vibrací, vibrace určují:
 - životnost a spolehlivost stroje
 - hlučnost – hygienické předpisy
 - jakost produkce – přesnost obrábění, tisku
 - dynamické zatížení stavební konstrukce
 - účinnost (příkon, výkon dodávaný do sítě)
 - přenos vibrací na lidské tělo

Další výhody vibrační diagnostiky

- lze velmi dobře identifikovat nesouosost a nevyváženost hřídelí nebo elektrické a magnetické závady elektromotorů,
- široká nabídka přístrojového vybavení, snímačů a softwarů,
- velmi jednoduché sejmутí signálu (malé rozměry a způsob uchycení snímače),
- dlouholetá tradice vibračních měření v naší technické praxi,
- množství zpracovaných metodik,
- možnost zapojení této metody do systému trvalého sledování.

Strojní fakulta Technické univerzity v Liberci katedra vozidel a motorů disponuje pravidelně ověřovanou moderní měřicí technikou:

od firmy Brüel & Kjaer

- čtyřkanálový analyzátor PULSE
- dvoukanálový analyzátor 2148
- snímače zrychlení
- sonda intenzity zvuku
- software 7679
- rázové kladívko
- měřicí mikrofony
- kalibrátor intenzity zvuku
- laboratorní zařízení pro výuku a měření

od firmy SKF

- analyzátor MICROLOG
- stroboskopická lampa
- budič vibrací
- provozní vyvažování
- SW PRISM4, Machine Analyst

od firmy ADASH

- databáze DDS
- provozní tvary kmitů
- vlastní tvary kmitů

Nejběžnější metodou sledování vibrací je měření celkových vibrací stroje. Efektivní hodnotu vibrací lze poměrně snadno měřit dostupnými jednoduchými prostředky. Z hlediska základního úkolu – zvyšování spolehlivosti – je tato metoda silně omezená, protože ve skutečnosti znamená pouze konstatování stavu stroje bez náznaku příčin a možného vývoje.

Pro zvýšení citlivosti metody, založené na sledování celkových hodnot, se tato metoda často kombinuje s vyhodnocováním trendu ve sledovaném časovém období.

Základní metoda vibrační diagnostiky obráběcích strojů a automobilových převodovek spočívá v analýze vibračního signálu. Tato analýza může být prováděna při stacionárním nebo nestacionárním režimu chodu stroje, a to v časovém nebo frekvenčním oboru. Vibrační signál může být měřen na skříní, resp. ložiskových stojanech stroje nebo může být snímán z rotoru. Analyzuje se amplitudová nebo i fázová informace. Tato metoda dovoluje mnohem



důkladněji ohodnotit stav jednotlivých částí stroje a jejich podíl na jeho dynamickém chování. Nejdůležitější metodou vibrační diagnostiky aplikovanou při monitorování strojů, zaměřenou na spolehlivost provozu, je metoda detekce změny vibračního signálu při jinak stejných podmínkách chodu stroje. Tato metoda je u nejdůležitějších strojů aplikována použitím (ON-LINE) systémů. U ostatních strojů se aplikuje na bázi periodického sledování stavu (OFF-LINE).

Problémem při konkrétní aplikaci této metody je stanovení odchylky, kterou lze ještě považovat za náhodnou – bezvýznamnou z hlediska stavu stroje.

Celková úroveň vibrací stroje se posuzuje podle efektivní hodnoty rychlosti vibrací

$$v_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T v^2(t) dt},$$

kde jsou : $v(t)$ časově závislá rychlost vibrací [mm.s⁻¹],
 v_{ef} odpovídající celková efektivní hodnota rychlosti vibrací [mm.s⁻¹],
 T doba měření [s].

Při rozkladu smíšených vibrací do kmitočtového spektra lze v_{ef} určit:

$$v_{ef} = \sqrt{\sum_{i=1}^n v_{oei}^2} \text{ [mm.s}^{-1}\text{]}, \text{ kde}$$

v_{oei} je i -tá efektivní hodnota amplitudy rychlosti vibrací i -té harmonické složky spektra. Maximální hodnota v_{ef} měřená na místech stroje udává mohutnost vibrací U .

Norma ČSN ISO 10816 Vibrace – tvoří základní dokument, kterým se stanovují obecné směrnice pro měření a hodnocení vibrací strojů. Kriteria hodnocení vibrací byla stanovena především s ohledem na zajištění bezpečného a dlouhodobého provozu stroje. Změřená mohutnost vibrací se využívá pro provozní monitorování, při přejímacích zkouškách a k diagnostickému nebo analytickému zkoumání.

Detekce vznikajících závad je založena na použití programu PRISM4 SKF, nebo Machine Analyst, které umožňují porovnávání dvou spekter a zjišťování odchylek mezi nimi. Jedná se o spektra s konstantní poměrnou šířkou pásma (logaritmická na frekvenční ose). Programy jsou univerzální, zabývají se pouze spektry a nejsou vybaveny pro stanovení možných příčin odchylek. Pro získání lepšího přehledu je možné provést i porovnání více spekter za delší časové období. Znázornit lze kladné odchylky vůči referenčnímu spektru. Možné je i stanovení trendu vývoje ve vybraném frekvenčním pásmu.

Měření vibračních spekter pohonů obráběcích strojů pro výrobu automobilových částí převodovek s využitím potřebného softwarového a hardwarového vybavení k těmto účelům prokázalo, že to je nejvhodnější nástroj k sledování a hodnocení jejich stavu a kvality. Prokazatelně lze z vibračních spekter analyzovat mechanické závady obráběcích strojů. Patří sem poruchy na zubech převodovek, poruchy valivých a kluzných ložisek, špatné ustavení strojů poháněných asynchronními motory, poruchy na rotujících hřídelích, řemenové převody, atd. Základem měřících aparatur je analyzátor vibrací, snímač zrychlení a program pro analýzu a archivaci naměřených hodnot. Analýza vibračních spekter spočívá v podstatě v nalezení změn, poruch, chyb apod. na vypočítaných frekvencích, které jsou zpravidla závislé na otáčkách motoru.

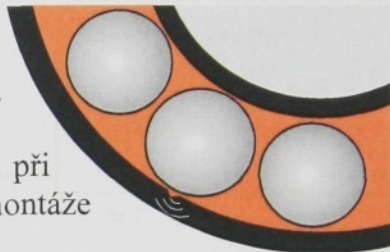


Oblast frekvence se nachází na otáčkové frekvenci, její násobky jsou tzv. harmonické frekvence. Většina závad se projevuje rovněž vznikem postranních pásem kolem síťové nebo otáčkové frekvence.

Jako příklady možnosti vibrační diagnostiky pro bezdemontážní kontrolu kvality výroby částí automobilových převodovek a vliv zjištěných výrobních vad na hlučnost a vibrace převodovek jsou v následujících kapitolách ukázány některé dílčí výsledky měření obráběcích strojů v automobilovém průmyslu. Místa pro měření vibrací byla zvolena v oblastech ložisek přímo na vřetenech. Některá spektra vibrací byla změřena při chodu naprázdno (místa měření nebyla přístupná) a některá při vykonávání operací, pro něž je stroj určen (místa měření byla přístupná nebo tam byly trvale zabudovány snímače vibrací).

4.1. Obálková metoda pro měření vibračních spekter ložisek vřeten obráběcích strojů a převodovky MQ 200

Ložisko může selhat z řady příčin: špatná výroba (kruhovitost), nesprávné mazání (příliš mnoho nebo příliš málo maziva), znečištěné mazivo, větší zatížení než předpokládané (způsobeno např. jinými strojními problémy, jako nevývaha, nesouosost, ohnutý hřídel apod.), nesprávné zacházení nebo montáž, stáří (povrchová únava), atd.. Poškozené ložisko produkuje zvukové a vibrační signály, které při detekování a správném analyzování poskytují personálu montáže převodovek dostatek času na nápravu příčiny problému ložiska.

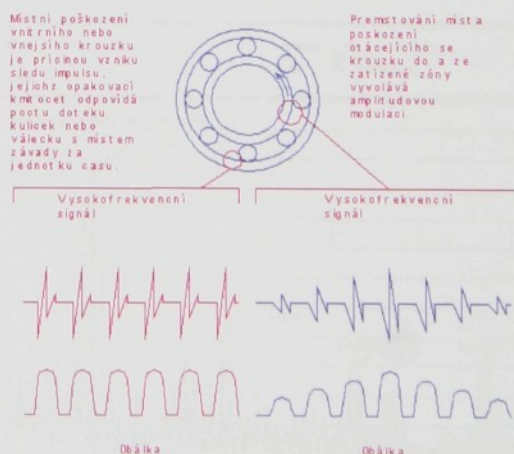


Obr. 9. Vada na vnější dráze (prasklina)

V současnosti existuje několik metod bezdemontážní diagnostiky valivých ložisek založených na různých principech – viz obr. 8. Všechny tyto metody zjišťování stavu ložisek vycházejí z poznatku, že při odvalování poškozeného prvku ložiska dochází k nárazům, které vyvolají zvýšení úrovně vibrací na frekvenci nárazů, dále pak na frekvencích harmonických a rezonančních a tím je ložisko výrazným budičem vibrací. V této kapitole bude vysvětlena metoda obálkové analýzy (envelope spectrum), která byla použita při měření valivých ložisek převodovky MQ 200. Ostatní metody diagnostiky valivých a kluzných ložisek jsou vysvětleny v [50].

Činnost ložisek a záběr ozubených kol, jež mají opakující se charakter, vytváří vibrační signály s mnohem nižší amplitudou a vyššími frekvencemi než je tomu u vibračních signálů buzených otáčkami nebo konstrukcí. Odfiltrovávány jsou rotační vibrační signály a zesíleny opakující se složky signálů od defektů ložisek.

Obálka zrychlení je technika zpracování signálu, která značně zvyšuje schopnost analytika určit stav rotačního zařízení. Tato technika umožňuje detekci impulsních signálů od závad, jako jsou závady valivých ložisek, a to mnohem dříve než to dovolují tradiční techniky analýzy.

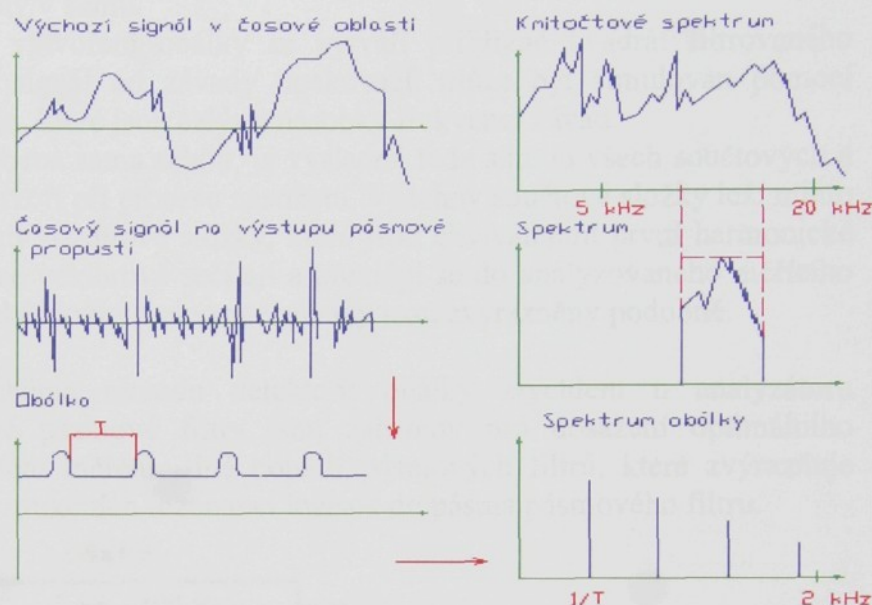


Obr. 10. Místní poškození vnějšího a vnitřního kroužku VL zapříčiňuje vznik sledu mechanických impulsů (rázů). Projevem závady otáčejícího se kroužku je navíc amplitudová modulace.



Závada valivého ložiska v počátečním stadiu se projevuje vznikem sledu ostrých impulsů s poměrně malou kinetickou energií obr. 10. např. pokud se u ložiska s valivými elementy objeví defekt na jeho vnější dráze, pak každý valivý element procházející tímto místem vyvolává malý opakující se signál s frekvencí odpovídající závadě v ložisku. Tento vibrační signál má ovšem tak nízkou energii, že při měření celkových (overall) vibrací je zcela „ztracen“ v šumu buzeném jinými rotačními a strukturálními jevy.

Signál v časové oblasti se filtruje pásmovou propustí překrývající kmitočtové pásmo, ve kterém bylo zjištěno zvětšení amplitud složek měřeného spektra obr. 11. Signál na výstupu pásmové propusti obsahuje jen složky s vysokými kmitočty, ke kterým zaručeně patří i vibrace, vybuzené impulsy v důsledku závady (např. závady ložiska).



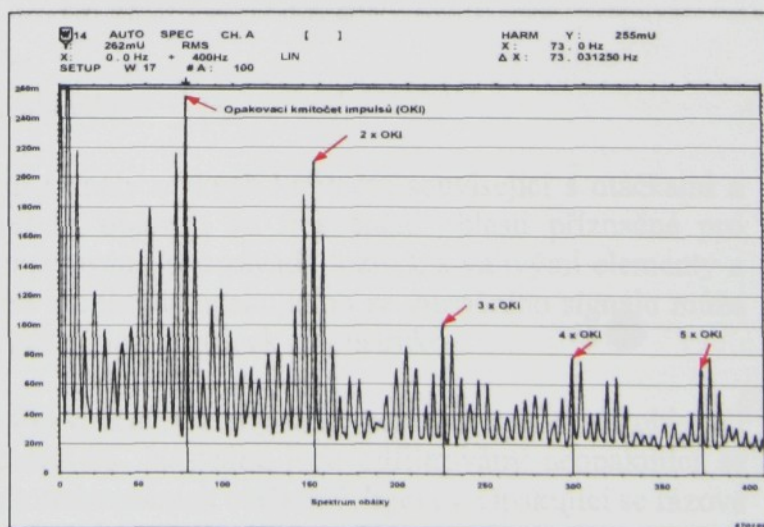
Obr. 11. Základní princip detekce a analýzy obálky

Nejdůležitější však je, že ve zpracovaném signálu je bezpečně obnoven opakovací kmitočet výchozích impulsů. Tento kmitočet je pak možno přesně určit pomocí analyzátoru založeného na rychlé Fourierově transformaci. Hodnoty opakovacího kmitočtu impulsů (frekvence rázového buzení), odpovídajících závadě vnějšího kroužku, vnitřního kroužku a tělísek valivého ložiska, lze určit výpočtem.

Porovnáním kmitočtů, zjištěných analyzátozem a výpočtem, lze bezpečně odhalit poškozenou součást. V případě závady otáčejícího se kroužku ložiska je někdy možno zjistit amplitudovou modulaci, způsobenou změnami zatížení v místě poškození.

Ve spektru vibrací se amplitudová modulace projevuje bočními pásmy, rozloženými kolem složek s kmitočty, odpovídajícími opakovacímu kmitočtu impulsů a harmonickým složkám. Kmitočtový odstup odpovídá rychlosti otáčení obr. 12. Tento princip je použit v přístroji Brüel & Kjaer a SKF.

Velmi jednoduše řečeno, proces obálkování signálu převádí harmonické násobky frekvence závady o vysoké frekvenci na frekvenční složky, které jsou v rozmezí FFT spektra. Každý vibrační signál generuje harmonické složky.



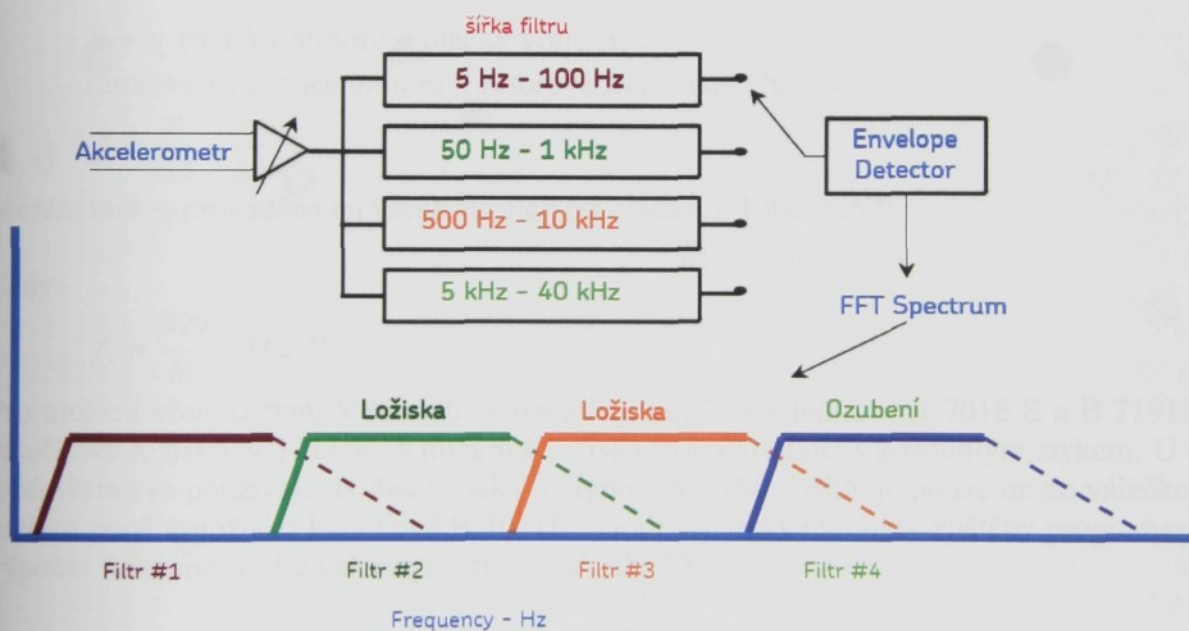
Obr. 12. Obálkové spektrum poškozeného vnitřního kroužku

Účelem vytvoření obálky je zvýraznění malých signálů. Metoda nejprve oddělí ložiskové signály o vyšší frekvenci od nízkofrekvenčních vibrací stroje pomocí pásmového filtrování. Problémem měření v tomto okamžiku je detekovat malé amplitudy. Signál od závady je v časovém oboru velmi úzký, což má za následek, že se energie komponentů rozloží na velmi široký frekvenční rozsah a v důsledku toho jsou amplitudy harmonických složek frekvence závady pravděpodobně ponořeny v šumu.

V elektronickém obvodu pro vytvoření obálky se vytváří přibližně kvadrát filtrovaného časového signálu. Protože je signál od závady opakovací, může být simulován pomocí harmonické řady sinusových vln, které jsou celými násobky frekvencí závad.

Když je harmonická řada násobena sama sebou, je výsledná řada sumou všech součtových a rozdílových složek, které se vytvoří při procesu násobení. Všechny součtové složky leží mimo rozsah analýzy měření. Všechny rozdílové složky, které jsou ekvivalentní první harmonické složce frekvence závady (1x) se vektorově sečítají a překlápí se do analyzovaného měřicího rozsahu. 2., 3. a další harmonické složky frekvence závady jsou zvýrazněny podobně.

Na obr. 13 je ukázáno schéma obvodu detektoru obálky zrychlení u analyzátoru MICROLOGu. Čtyři volitelné pásmové filtry jsou zařazeny pro dosažení optimálního provozu ve vztahu k okolnostem měření. Jiné použití pásmových filtrů, které zvýrazňuje měření, spočívá v zahrnutí konstrukčních rezonancí ložisek do pásma pásmového filtru.



Obr. 13. Používané filtry pro zpracování signálu.

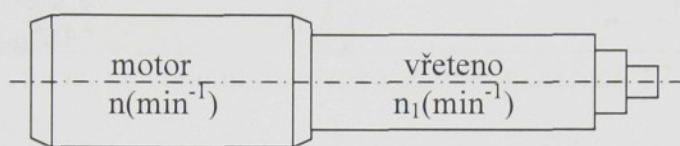
Cílem obálkování je odfiltrovat vibrační signály nízkých kmitočtů související s otáčkami a zvýraznit signály od závad ložisek, jež se objevují ve frekvenční oblasti příznačné pro poruchy ložisek. Nejběžnější aplikací obálkování jsou závady ložisek s valivými elementy a analýza záběru ozubených kol, kde nízká amplituda opakujícího se vibračního signálu může být skryta ve vibračním šumu stroje pocházejícím od otáček a konstrukce.

Metoda obálkování monitoruje takové frekvenční rozsahy u ložisek, ve kterých se objevují opakující se rázové jevy způsobené defektem. Následně jsou odfiltrovány neopakující se rázové signály (např. pocházející od nízkofrekvenčních otáčkových jevů). Opakující se rázové signály jsou zesíleny a projevují se ve spektru jako špičky na poruchové frekvenci.



4.2. Měření a analýza vibračních spekter stroje EMAG (ozubené kolo)

Obráběcí stroje EMAG jsou svislé revolverové soustruhy. Slouží k výrobě součástí koncernové převodovky Škoda. Po dokončení obrábění na těchto strojích je polotovár již připraven pro následné frézování zubů (frézka GLEASON PFAUTER P210), protahování vnitřních drážek, ševingování ozubení pomocí ševingovacího stroje HURT ZSE 150T a tepelná zpracování. Revolverové soustruhy EMAG jsou v závodě Škoda Auto ve dvou provedeních. Jako jednovřetenové a dvouvřetenové. Jednovřetenové mají označení VSC 200. Dvouvřetenové jsou ve dvojím provedení. První provedení, kdy se obě vřetena otáčejí nezávisle na sobě jako VSC 200 DUO a druhé, kdy se vřetena otáčejí souhlasně VSC 160 TWIN. Svislé revolverové soustruhy EMAG jsou poháněny pouze přímo, kdy je napevno spojeno vřeteno s motorem a tvoří tak kompaktní celek (obr. 14). U tohoto způsobu pohonu se otáčky motoru rovnají otáčkám vřetena.



Obr. 14. Přímý pohon

$$n = n_1 \text{ (otáčky motoru = otáčky vřetena)}$$

rotorová frekvence motoru = rotorová frekvence vřetena

$$f_r = \frac{n}{60} = \frac{n_1}{60}$$

Měření budou prováděna na všech strojích při otáčkách 1000 min^{-1} .

Tedy:

$$f_r = \frac{979}{60} = 16,3 \text{ Hz}$$

Pro uložení vřetena typu VSC 200 se používají kuličková ložiska B 7016 E a B 71916 E a válečkové ložisko N 1011 K. Kuličková ložiska jsou dvouřadá s kosoúhlým stykem. U obou typů vřeten se používají shodná ložiska. U typu VSC 160 TWIN je pouze místo válečkového ložiska použito ložisko kuličkové B 7011 E. Hodnoty frekvencí byly zjištěny programem pro výpočet frekvencí vad u valivých ložisek (tabulka 2).

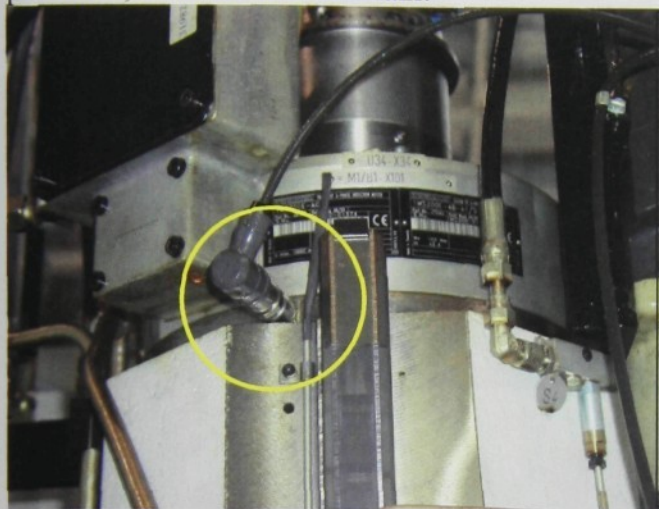
Tab. 2: Frekvence vad valivých ložisek stroje EMAG ($\text{RPM} = 1000 \text{ min}^{-1}$)

Stroj	EMAG 200, 200 DUO			EMAG 160 TWIN		
Ložisko	B 7016 E	B 71916 E	N 1011K	B 7016 E	B 71916 E	B 7011 E
$f_{Li} \text{ [Hz]}$	186,6	218,2	212,8	186,6	218,2	169,4
$f_{Lo} \text{ [Hz]}$	146,8	181,8	170,5	146,8	181,8	130,7
$f_{Lv} \text{ [Hz]}$	124,7	164,9	149,2	124,7	164,9	115,2
$f_{Lk} \text{ [Hz]}$	7,3	7,6	7,4	7,3	7,6	7,3

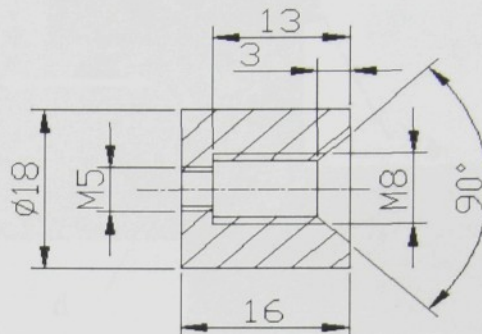
Spektra vibrací byla naměřena za ustálených podmínek při nezatíženém stavu, za chodu naprázdno při otáčkách 1000 min^{-1} . Měření bylo provedeno v místě dle obr. 15.

Při rozhodování o způsobu připevnění snímače na stroje EMAG, musíme mít na zřeteli hned několik aspektů. Prvním, je možnost připevnění měřicího snímače dočasně či trvale. Dále jsou

pro nás nezbytně důležité materiálové a konstrukční vlastnosti stroje EMAG a samozřejmě prostředí, ve kterém se nachází.



Adaptér materiál 17 027



Obr.15. Místo měření vibrací na vřetenu (nalevo) a adaptér materiálu 17 027 (napravo)

Nejllepších výsledků měření je dosahováno trvalým připevněním snímače na určené místo pomocí speciálního závrtného vrutu. Díky celkové tuhosti (kterou lze ještě zvýšit tenkou vrstvou mazadla, nanesenou na stykové plochy ještě před dotažením šroubového spoje) tohoto spoje jsou získávány rezonanční kmitočty 31 kHz, které leží velmi blízko ideálního rezonančního kmitočtu, který činí 32 kHz.

Při tomto způsobu upevnění je snímač s měřeným obráběcím strojem EMAG spojen nepřímě. Jako spojovací článek je použit adaptér (obr.15). Výhoda adaptéru spočívá v tom, že jeho použitím vznikne rozebiratelný spoj, který nám urychluje a zjednodušuje následnou manipulaci se snímačem.

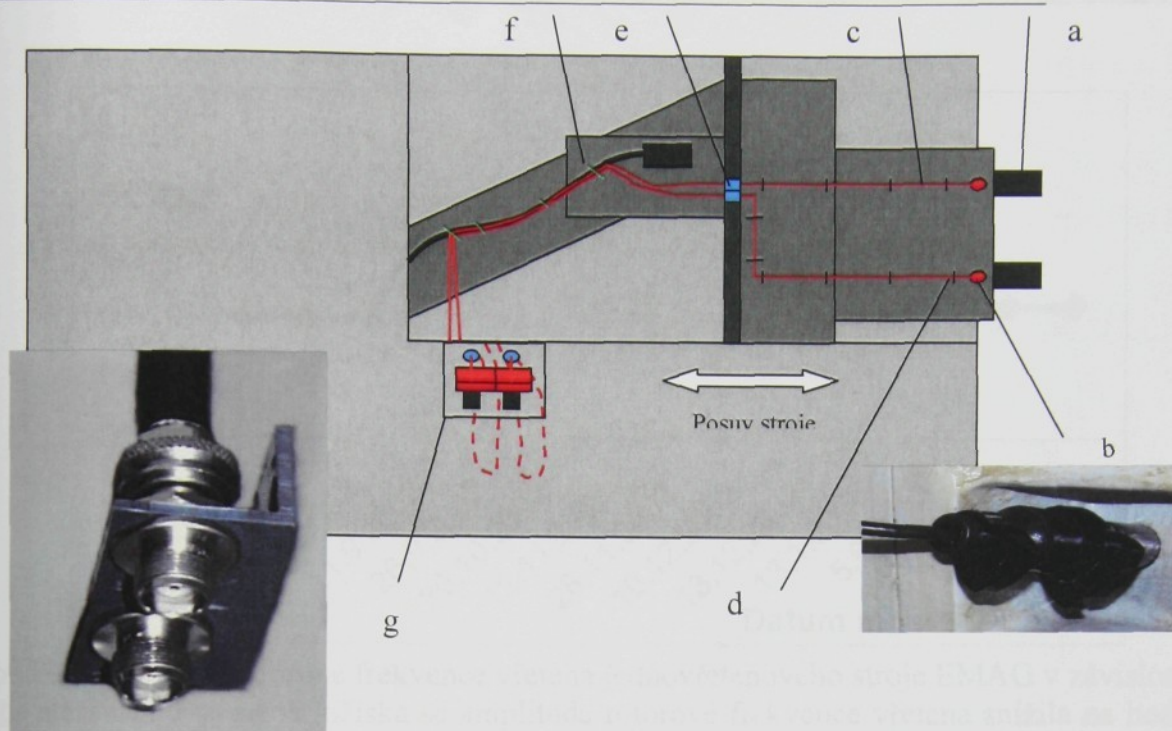
Při použití trvalého připojení snímačů, kdy je vývod umístěn na plášť stroje, je technologie měření mnohem jednodušší a zároveň i efektivnější.

- snímač je ve stejné poloze a na stejném místě (vyšší přesnost měření),
- máme možnost provádět měření kdykoliv bez odstávek a přerušení výroby,
- není nutno jakkoliv manipulovat s obráběcím strojem.

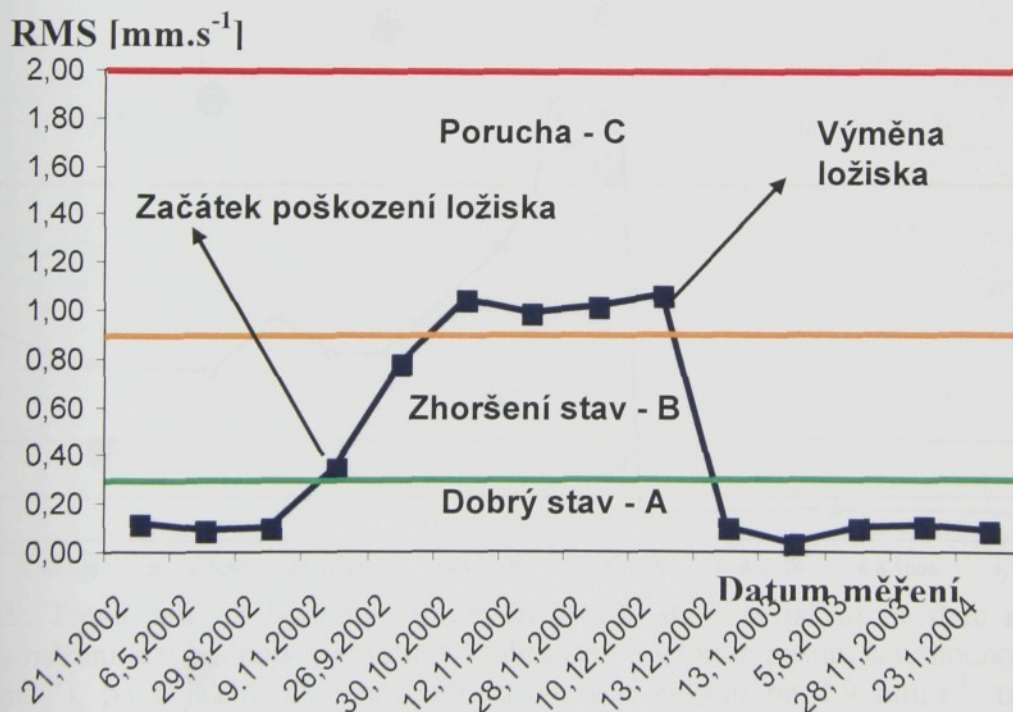
Po upevnění trvalého snímače na stanovené místo, následuje vyvedení kabelu ze snímače do diagnostické zásuvky. Samotné spojení snímače s kabelem musí být provedeno takovým způsobem, aby bylo zabráněno vniknutí řezné kapaliny. Na kabel je nasazena výztuha pro jeho zesílení u snímače a následně je na něj nasunut kryt (přes zesilující výztuhu a snímač), který je stažen dvěma stahovacími páskami. Po utěsnění spoje snímače s kabelem je kabel připevněn úchytkami k tělesu stroje, viz obr.16.

Vznik závady se již v počátečním stadiu projevuje změnou amplitudy jedné nebo několika složek spektra vibrací. Zhoršování závady je pak provázáno postupným zvětšováním amplitud vibrací. Trend analýzy pro zjištění a odhalení závady a zdrojů zahrnuje všechny měřené hodnoty, ze kterých vyhodnocujeme trend naměřených hodnot určitého měřicího místa v závislosti na čase. Z tohoto trendu pak vypočteme optimální termín údržby, resp. opravy (viz obr. 17, 18 a 19).

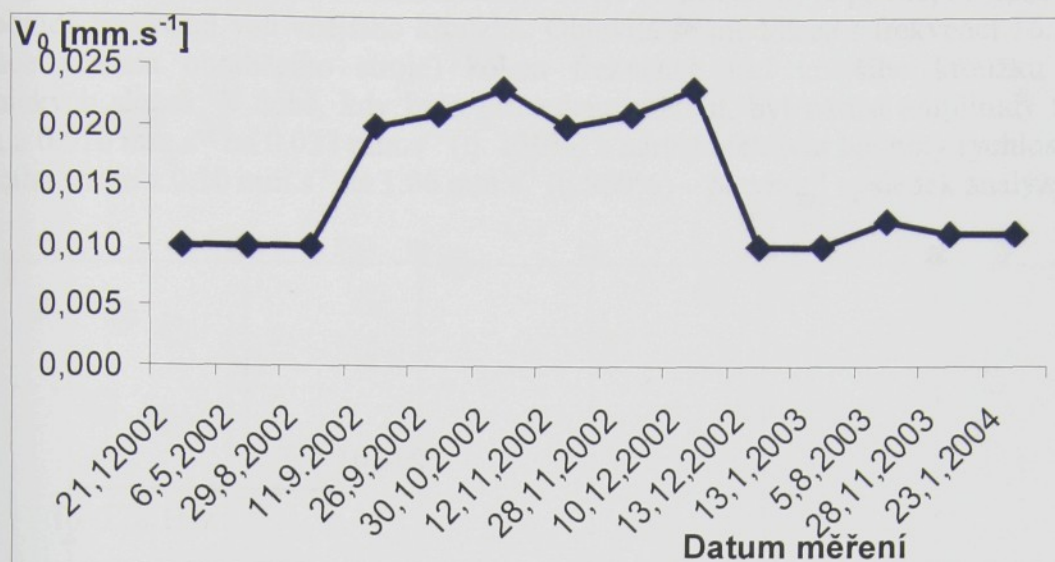
Amplitudy rotorové frekvence vřetena a efektivní hodnoty rychlosti vibrací s ohledem na ČSN ISO 10816 měřené v různých termínech jsou znázorněny v tabulce 3.



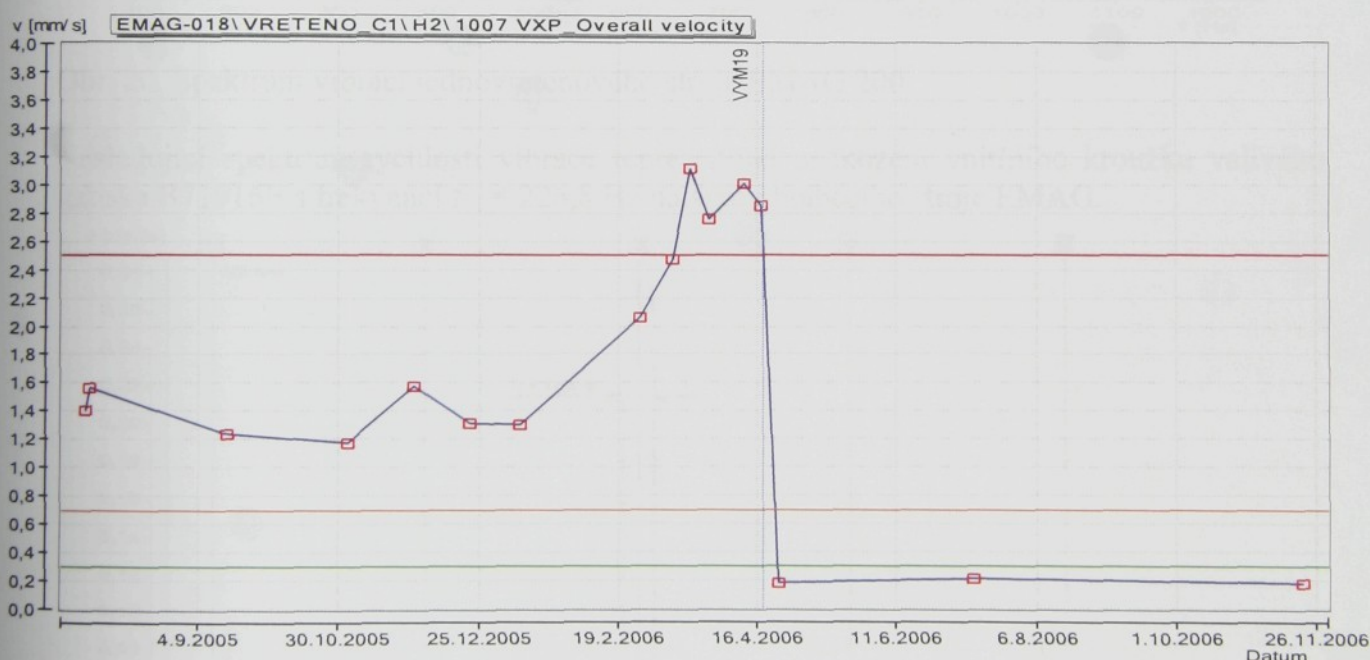
Obr.16. Vyvedení kabelu od snímače do diagnostické zásuvky - a) vřeteno, b) snímač, c) kabel, d) úchytka, e) průchodka, f) stahovací páska, g) diagnostická zásuvka.



Obr. 17. Trend celkové hodnoty vibrací jednovřetenového stroje EMAG v závislosti na datu měření – Na začátku měření hodnoty leží v pásmu A (dobry stav – v tomto pásmu hodnoty jsou menší než 0.35 mm.s^{-1}), potom hodnoty rostly na hodnotu 1.06 mm.s^{-1} větší než přípustnou hodnotu 0.7 mm.s^{-1} . Po výměně ložiska se hodnoty RMS snížily na hodnotu 0.1 mm.s^{-1} (dobry stav). S ohledem na získané zkušenosti v závodech automobilového průmyslu, normu ČSN ISO 10816 a ČSN ISO 13373-1, lze hodnoty opravit na: pásmo A: $0,35 \text{ mm.s}^{-1}$ (dobry stav), pásmo B: $0,90 \text{ mm.s}^{-1}$ (zhoršený stav), pásmo C: $2,25 \text{ mm.s}^{-1}$ (porucha).



Obr.18. Amplitudy rotorové frekvence vřetena jednovřetenového stroje EMAG v závislosti na datu měření. Po výměně ložiska se amplituda rotorové frekvence vřetena snížila na hodnotu 0.01 mm.s^{-1} .

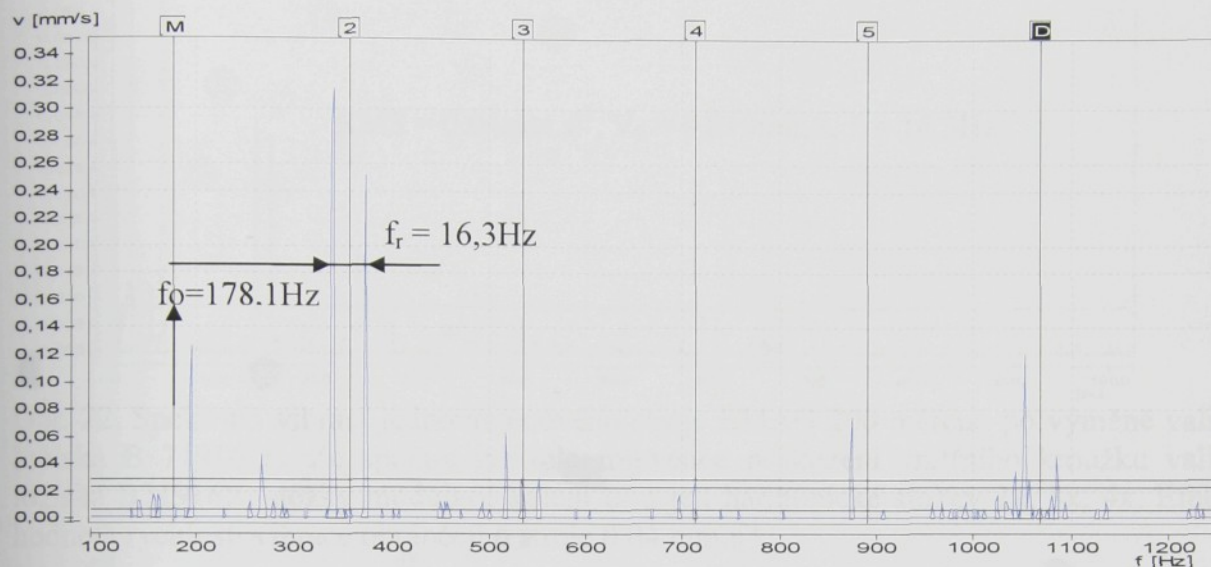


Obr. 19. Trend celkové hodnoty vibrací stroje EMAG v závislosti na datu měření – Na začátku měření leží hodnoty v pásmu A (dobrý stav – v tomto pásmu jsou hodnoty menší než 0.3 mm.s^{-1}), po nějakém čase se hodnoty vibrace zvyšují na 2.9 mm.s^{-1} , tzn. větší než přípustnou hodnotu dle normy ČSN ISO 10 816-1. Po výměně ložiska se hodnoty RMS snižují na hodnotu 0.17 mm.s^{-1} (dobrý stav).

K zajištění jakosti výroby je prováděna pravidelná kontrola stroje měřením vibrací. Měřením spektra vibrací byly zjištěny nedostatky u jednovřetenového obráběcího stroje EMAG 200, kde došlo k závadě na prostředním kuličkovém ložisku B71916E. Závada měla za následek zhoršení drsnosti povrchu u obráběné součásti (ozubené kolo převodovky MQ 200).

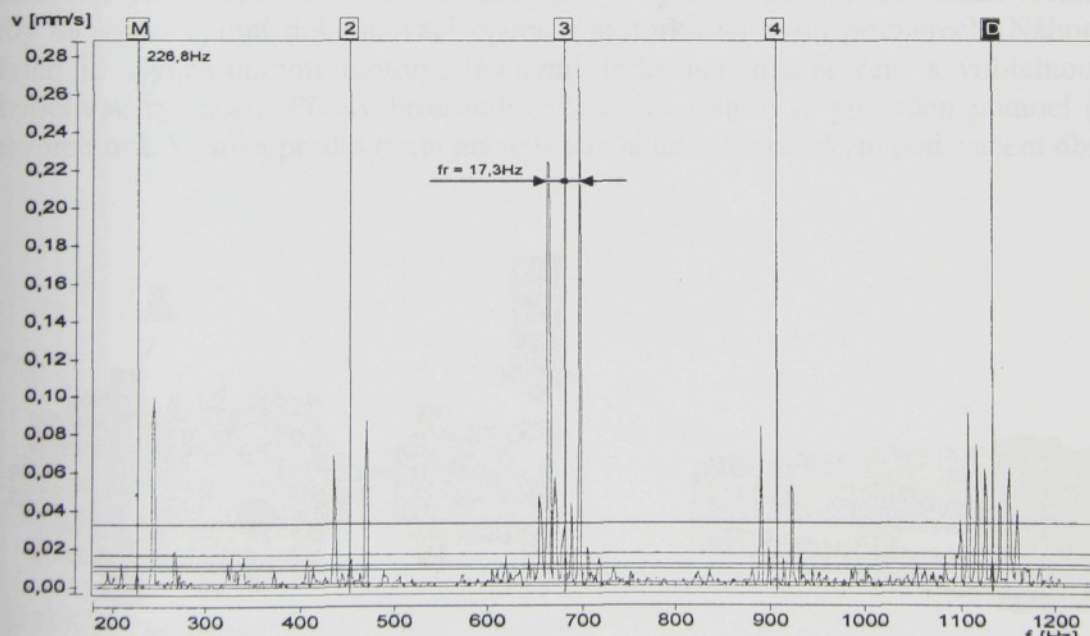


Z analýzy naměřených spekter vřetena u tohoto stroje (viz obr. 20) je patrné, že hodnota 178,1 Hz odpovídá frekvenci vad vnějšího kroužku. Objevila se modulace s frekvencí 16,3 Hz (tj. frekvence vřetena obráběcího stroje) kolem frekvence vad vnějšího kroužku a jejích harmonických složek. V době, kdy bylo provedeno měření, byl nárůst amplitudy frekvencí vřetena z 0.010 mm.s^{-1} na 0.023 mm.s^{-1} (tj. 130%) a nárůst efektivní hodnoty rychlostí vibrací obráběcího stroje z 0.10 mm.s^{-1} na 1.06 mm.s^{-1} (tj. 960%) – potvrzují výsledek analýzy.

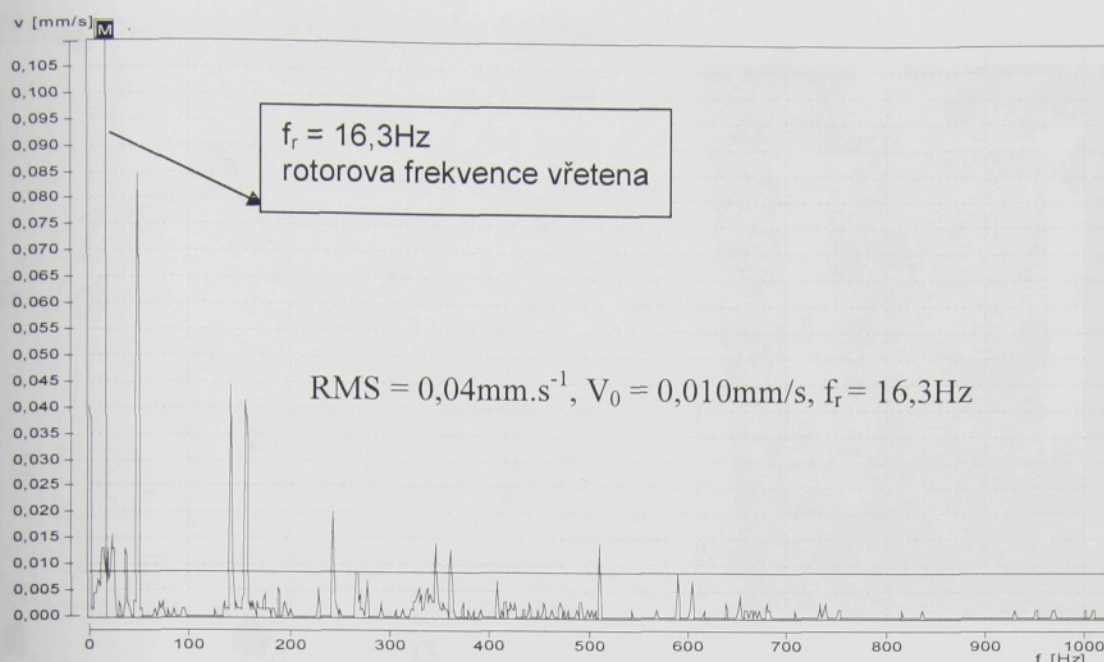


Obr. 20. Spektrum vibrací jednovřetenového stroje EMAG 200.

Následující spektrum rychlosti vibrace reprezentuje poškození vnitřního kroužku valivého ložiska B71916E s frekvencí $f_{Li} = 226,8 \text{ Hz}$ dalšího obráběcího stroje EMAG.



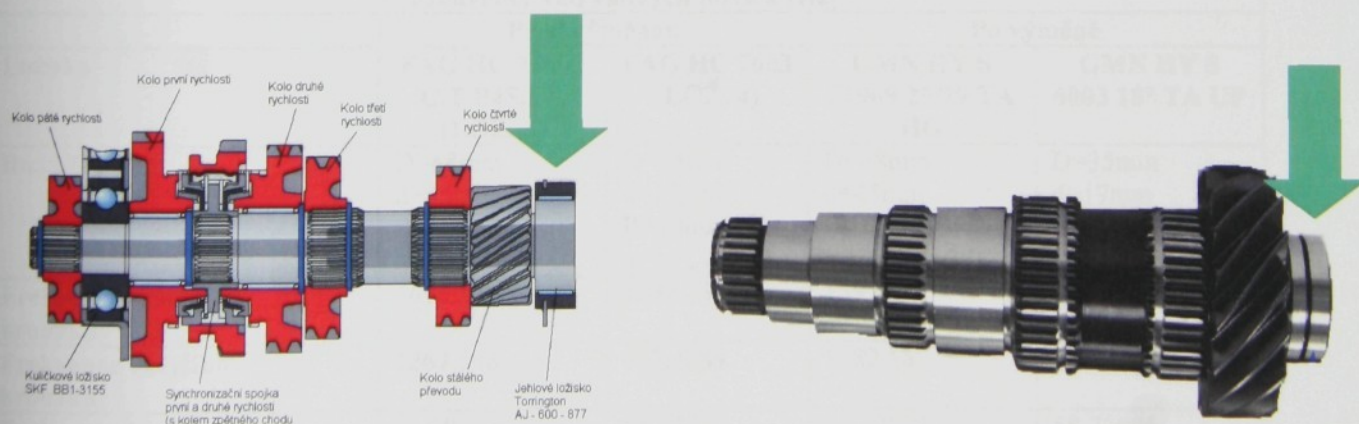
Obr. 21. Spektrum vibrací dalšího jednovřetenového stroje EMAG 200. Ukazuje poškození vnitřního kroužku valivého ložiska B71916E s frekvencí $f_{Li} = 226.8 \text{ Hz}$, modulace s frekvencí 17.32 Hz (RPM vřetena 1039.2 min^{-1}) kolem frekvence vnitřního kroužku ložiska a její harmonické složky 2x, 3x, 4x, růst amplitudy rotorové frekvence vřetena z 0.01 mm.s^{-1} do 0.02 mm.s^{-1} (tj. 100%) a růst efektivní hodnoty rychlosti vibrace obráběcího stroje EMAG 200 z 0.1 mm.s^{-1} na 0.5 mm.s^{-1} (tj. 400%).



Obr. 22. Spektrum vibrací jednovřetenového stroje EMAG 200 měřeno po výměně valivého ložiska B 71916 E. Ze spektra zmizela frekvence poškození vnitřního kroužku valivého ložiska B71916E, složky modulace kolem ní a její harmonické složky 2x, 3x, 4x. Efektivní hodnota rychlosti vibrace obráběcího stroje $0,04 \text{ mm.s}^{-1}$.

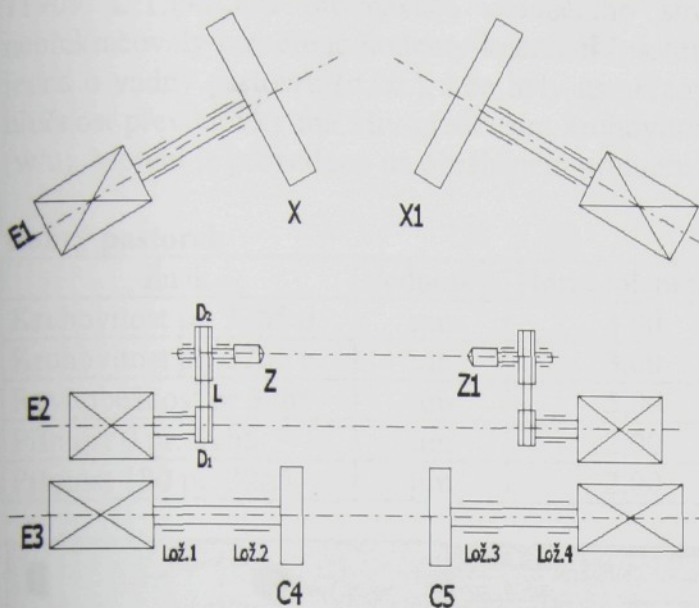
4.3. Měření a analýza vibračních spekter brusky SAIMP (pastorek)

Jedná se o automaticky řízenou, hrotovou brusku, která provádí broušení ložiskového průměru 32h5 na pastorku (viz obr. 23). Stroj je vybaven dvěma brousicími vřetení a provádí tedy na jedno upnutí dokončovací operace pastorku na dvou průměrech. Náhon brousicích vřeten je asynchronními motory, řízenými frekvenčním měničem s volitelnou konstantní obvodovou rychlostí. Přísuv brousicího vřeteníku i stolu je proveden pomocí elektrických servomotorů. Vysoká produktivita práce je zajištěna automatickým podavačem obrobků.



Obr. 23. Pastorek převodovky SK2 a místo broušení ložiskového průměru 32h5

Výpočet budících frekvencí brusky SAIMP:



Obr. 24. Detail vnitřku brusky SAIMP a jeho kinematické schéma. Kde:
E1: elektromotor brousícího vřetene, E2: elektromotor upínacího vřetene
E3: elektromotor orovnávače, C4, C5: orovnávače
X, X1: brousící kotouče, Z, Z1: upínání obrobku (mezi hroty)

Frekvence hlavních zdrojů buzení brusky SAIMP jsou vypočítány podle vzorců v kapitole 3 a jsou znázorněny v tabulce 3 a 4.

Tab. 3. Rotorová f_r a řemenová f_f frekvence brusky SAIMP

Potřebné údaje pro výpočet frekvence	Frekvence [Hz]
Otáčky elektromotoru E1 $n_1=2350 \text{ min}^{-1}$	$f_{rE1}= 39.16$
Otáčky elektromotoru E2 $n_2=1200 \text{ min}^{-1}$	$f_{rE2}= 20$
průměry řemenic: $D_1=69 \text{ mm}$, $D_2=138 \text{ mm}$, délka řemene $L=720 \text{ mm}$	$f_f= 6.021$
Otáčky orovnávače E3 $n_3=8658 \text{ min}^{-1}$	$f_{rE3}= 144,3$

Tab. 4. Frekvence vad valivých ložisek brusky SAIMP

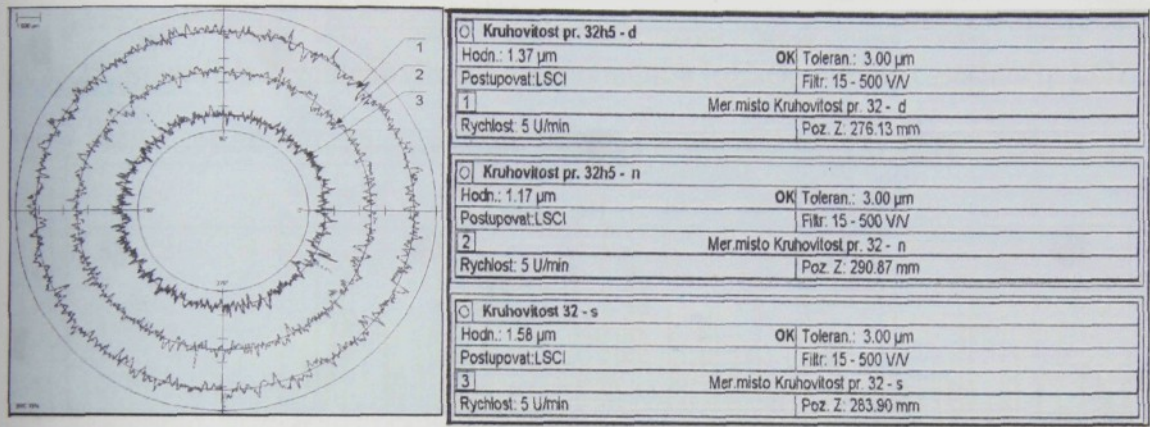
Frekvence vad valivých ložisek [Hz]				
Ložisko	Před výměnou		Po výměně	
	FAG HC 71909 C.T.P4S.UL (LOŽ. 3)	FAG HC 7003 (LOŽ. 4)	GMN HY S 61909 25/29 TA HG	GMN HY S 6003 18° TA UP
Rozměry VL	D=68mm d=45mm B=12mm $\alpha=15^\circ$, Z=20	D=35mm d=17mm B=10mm $\alpha=15^\circ$, Z=14	D=68mm d=45mm B=12mm $\alpha=25^\circ$, Z= 20	D=35mm d=17mm B=10mm $\alpha=18^\circ$, Z=14
Frekvence vnitřního kroužku	1618,154	1197,731	1591,44	1189,875
Frekvence vnějšího kroužku	1267,846	822,4689	1282,56	821,9254
Frekvence klece	63,3923	58,74778	64,12802	58,70896
Frekvence valivých těles	1131,384	724,4689	1197,802	722,2443

Po dokončení obrábění je určité procento ze všech pastorků kontrolováno na specializovaném pracovišti. Na plochách, obráběných bruskou SAIMP jsou měřeny tyto parametry: kruhovitost, rovnoběžnost, obvodové házení, přímost a čelní házení.

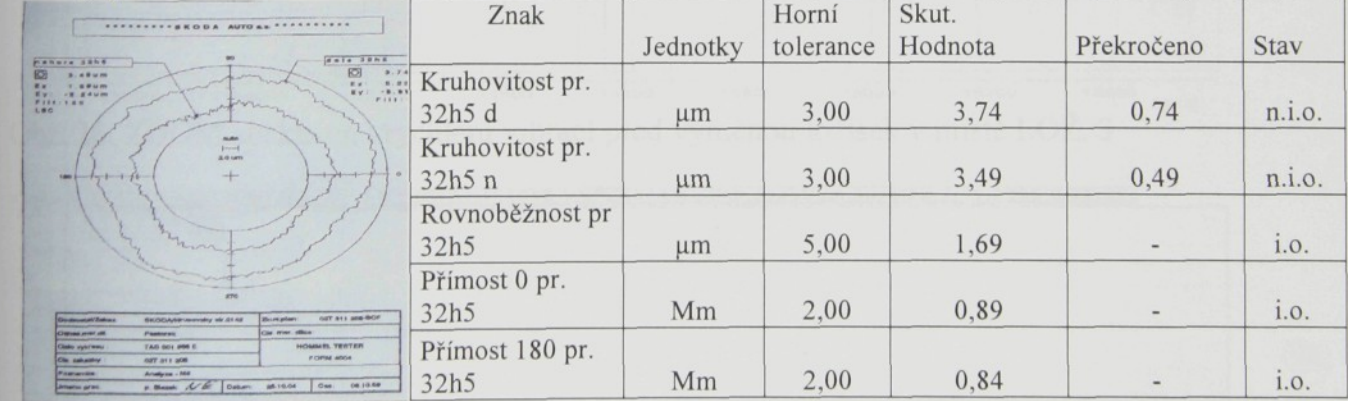
Měření kruhovitosti u dvou různých pastorků (před a po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL orovnávače obráběcího stroje SAIMP) ukazovalo, že u prvního nepřekračovaly naměřené hodnoty tolerance (pastorek označen jako dobrý i.o.). U druhého se jedná o vadný pastorek (n.i.o.), kde byly naměřeny hodnoty vyšší než mezní. Na výslednou hlučnost převodovky má vliv především kruhovitosť pastorku, respektive počet vln na obvod (w/u). Měření je provedeno na obráběném průměru 32h5.

Dobrý pastorek

Znak	Jednotky	Horní tolerance	Skut. Hodnota	Překročeno	Stav
Kruhovitost pr. 32h5 d	µm	3,00	1,37	-	i.o.
Kruhovitost pr. 32h5 n	µm	3,00	1,17	-	i.o.
Rovnoběžnost pr 32h5	µm	5,00	2,02	-	i.o.
Přímost 0 pr. 32h5	µm	2,00	1,42	-	i.o.
Přímost 180 pr. 32h5	µm	2,00	1,78	-	i.o.



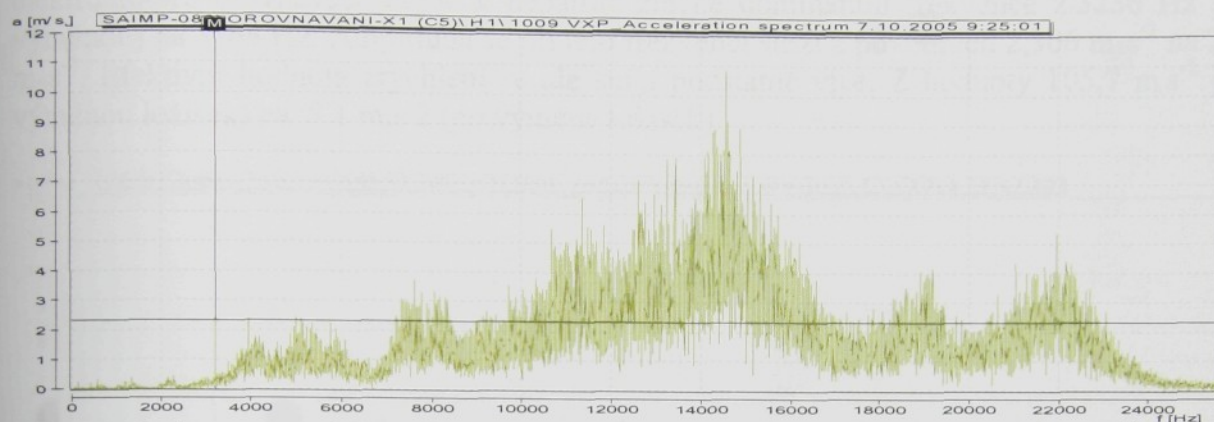
Vadný pastorek



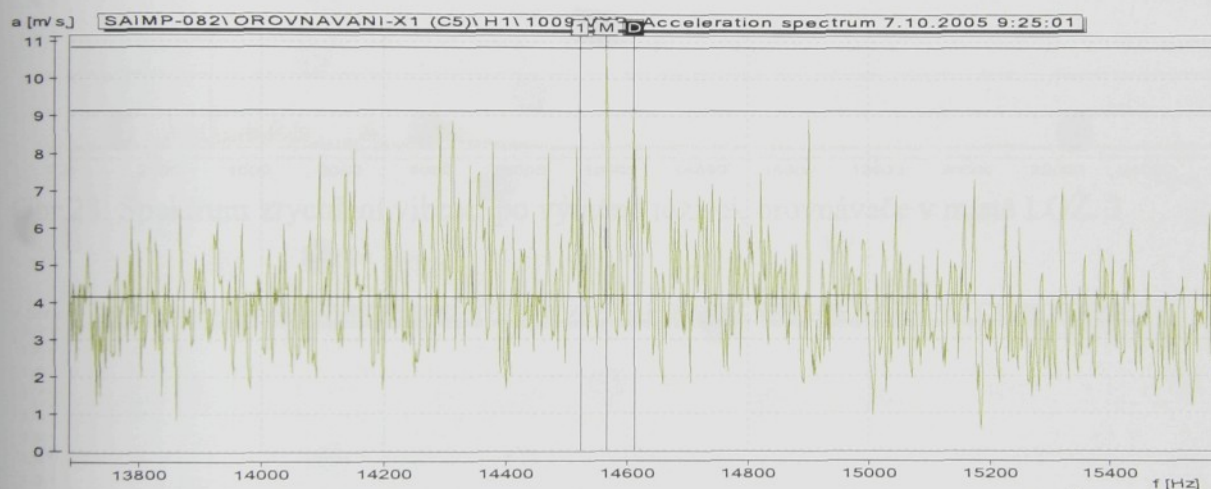
K zajištění jakosti výroby je prováděna pravidelná kontrola strojů měřením vibrací, jedná se o měření spektra zrychlení vibrací (v místě uložení orovnávače označeného jako C5, tedy na pravé straně stroje – viz obr. 24 označeny jako Lož. 3 a Lož. 4). Analýza naměřených spekter (obr. 25) v uvedených místech ukazuje poškození vnitřního kroužku valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL označeného jako LOŽ. 3. Ve spektru představuje jednu z hlavních složek zrychlení vibrací frekvence 3236Hz. Z předešlých výpočtů se zřejmě jedná o druhou harmonickou složku frekvence vnitřního kroužku ložiska, označeného jako LOŽ.3. Frekvence vnitřního kroužku tohoto ložiska je 1618 Hz. Amplituda je při této frekvenci 2,306 m.s⁻² a efektivní hodnota zrychlení je 105,7 m.s⁻².



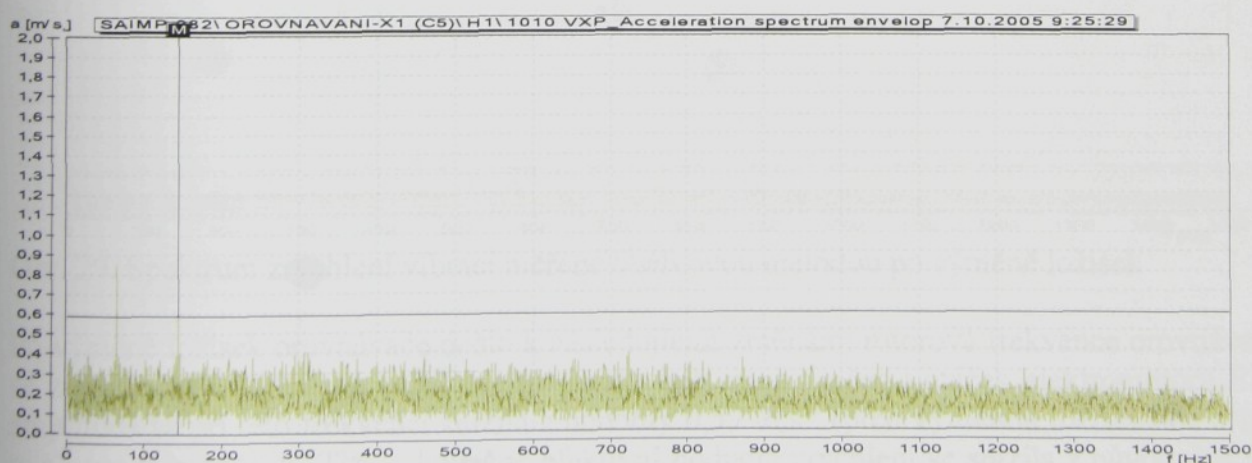
Na obr. 26 je patrná maximální hodnota měření zrychlení vibrací, kterou představuje frekvence 14568 Hz. Ta je přibližnou 9. harmonickou složkou frekvence vnitřního kroužku ložiska (1618 Hz). Amplituda je v tomto případě $10,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Dále je čitelná frekvence klece ložiska (63,39 Hz), která se zde projevuje jako modulace okolo výše zmíněné frekvence 14568 Hz.



Obr. 25. Spektrum zrychlení vibrací před výměnou ložisek v místě označeném LOŽ. 3



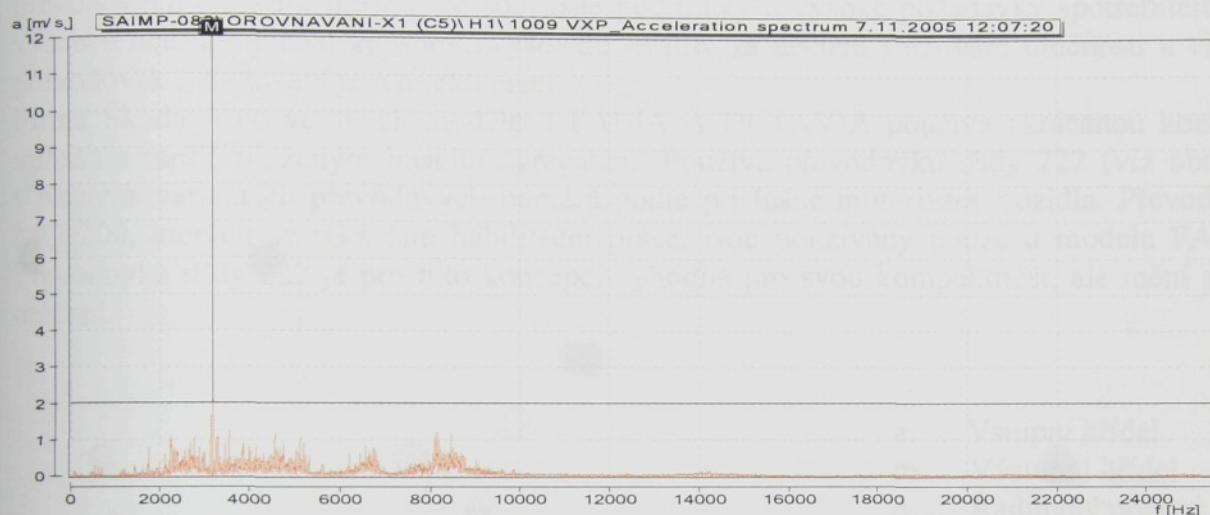
Obr. 26. ZOOM spektrum zrychlení vibrací před výměnou ložisek v místě LOŽ. 3



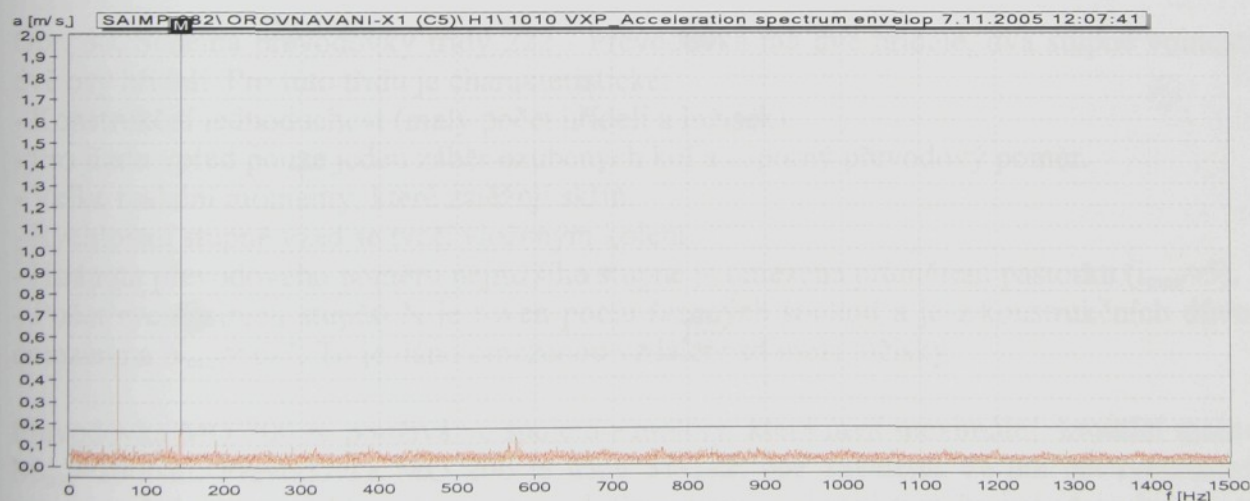
Obr. 27. Spektrum zrychlení vibrací měřené obálkovou metodou před výměnou -z výsledků měření obálkovou metodou je identifikovatelná rotorová frekvence orovnávače (144,3 Hz), amplituda je při této frekvenci $0,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a efektivní hodnota je $9,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Další výraznou složkou spektra je frekvence klece ložiska (64 Hz). Efektivní hodnota zrychlení se nemění a je tedy opět $9,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a amplituda je při této frekvenci $0,855 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.



Po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL se měření vibrací opakovalo se stejnými podmínkami (viz obr. 28 a obr. 29). Nepatrně se lišily jen otáčky elektromotoru orovnávače. Ty se snížily z původních 8658 min^{-1} (před výměnou) na 8622 min^{-1} (po výměně). Tuto změnu otáček pravidelně provádí obsluha stroje na základě opotřebení orovnávacích kotoučů a tudíž změny rozměrů kotouče. Výše zmíněnou změnou otáček elektromotoru orovnávače dojde k nepatrné změně dominantní frekvence z 3236 Hz (před výměnou) na 3164 Hz . Amplituda se při této frekvenci sníží z původních $2,306 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na $2,028 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Efektivní hodnota zrychlení se ale sníží podstatně více. Z hodnoty $105,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (před výměnou ložisek) na $8,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (po výměně ložisek).



Obr.28. Spektrum zrychlení vibrací po výměně ložisek orovnávače v místě LOŽ. 3



Obr. 29. Spektrum zrychlení vibrací měřené obálkovou metodou po výměně ložisek

Po výměně ložisek orovnávače došlo k následujícím změnám: rotorová frekvence orovnávače se změnila z $144,3 \text{ Hz}$ na $143,7 \text{ Hz}$ (to je ale opět dáno změnou otáček elektromotoru E3), amplituda se při této frekvenci snížila z hodnoty $0,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (před výměnou ložisek) na $0,167 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (po výměně), tj. 72% a konečně efektivní hodnota zrychlení se snížila z původních $9,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na $1,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, tj. 80%. Při frekvenci klece ložiska 64 Hz došlo opět ke snížení amplitudy, konkrétně z původní hodnoty $0,855 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na $0,543 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, tj. 36,5%. Došlo také k tomu, že se po výměně ložisek již neprojevuje ani modulace okolo 9. harmonické složky frekvence vnitřních kroužků.



5. PŘEVODOVKA MQ 200 OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Převodovka MQ 200 se montuje do obou verzí koncernových tříválcových zážehových motorů 1,2 (40 a 47 kW), do čtyřválců 1,4 (55 a 74 kW), do motorů 1,6 (74 kW) a 2,0 (85 kW). Je použita také ve vznětovém motoru 1,9 SDI o výkonu 47 kW. Převodovka je pětistupňová.

Nutnost posouzení hlučnosti automobilových převodovek vyplývá z potřeby činit rozhodnutí týkající se kvality a předjímání reklamací převodovek. Může se jednat o rozhodnutí o dalším kroku (vmontování převodovky do osobních automobilů) či o vyřazení převodovky z montážní linky (provedení změn týkajících se konstrukce a technologie některých převodových mechanismů). Také současné podmínky a vysoké požadavky spotřebitele nutí výrobce neustále hledat způsoby zvyšování kvality za účelem snižování hlučnosti a vibrací převodovek a snižování jejich reklamací.

Firma Škoda Auto ve svých modelech FABIA A OCTAVIA používá zkrácenou koncepci vpředu s napříč uloženým hnacím agregátem. Používá převodovku třídy 222 (viz obr. 30) v různých variantách převodových poměrů podle příslušné motorizace vozidla. Převodovky MQ 200, kterých se týká tato habilitační práce, jsou používány pouze u modelu FABIA. Převodovka třídy 222 je pro tuto koncepci výhodná pro svou kompaktnost, ale mění smysl otáčení.



Obr. 30. Schéma převodovky třídy 222 - Převodovka má dvě hřídele, dva stupně volnosti a dvě osy hřídelí. Pro tuto třídu je charakteristické:

- Konstrukční jednoduchost (malý počet hřídelí a ložisek).
- Pro jízdu vpřed pouze jeden záběr ozubených kol a záporný převodový poměr.
- Velké reakční momenty, které zatěžují skříň.
- Rychlostní stupně vzad se tvoří vloženým kolem.
- Hodnota převodového poměru nejnižšího stupně je omezena průměrem pastorku ($i_{\max} \approx 5$).
- Počet rychlostních stupňů N je roven počtu řazených soukolí a je z konstrukčních důvodů omezen na $N_{\max} = 6-7$. To je dáno omezenou vzdáleností mezi ložisky.

Převodovka MQ 200 se používá ve spojení s motory, které mají maximální kroutící moment $M_{\max} = 200 \text{ Nm}$. Převodovka MQ 200 je třídy 51-222, což znamená, že má pět rychlostních stupňů vpřed, jeden rychlostní stupeň vzad. Dva stupně volnosti (pro funkci převodovky stačí zařadit jeden člen), dvě hřídele a dvě osy hřídelí.

Řazení rychlostí probíhá následovně. Třetí, čtvrtý a pátý rychlostní stupeň se řadí na vstupní hřídeli převodovky. První a druhý rychlostní stupeň se řadí na výstupní hřídeli převodovky. Zpětný chod se řadí vloženým kolem, soukolí zpětného chodu je umístěno mezi prvním a druhým rychlostním stupněm. Rychlostní stupně vpřed jsou opatřeny synchronizací, první a druhý rychlostní stupeň má dvojitou synchronizaci.

Převodovku je možno použít ve spojení s motory různého druhu i výkonu (označení viz tab. 5). Montována je do vozů Fabia a Octavia, v budoucnu se ale počítá s dodávkami do všech vozů od třídy A00 až po třídu A podvozkových platforem celého koncernu Volkswagen.



Velikou výhodou je fakt, že jednotlivé převody lze jednoduše odstupňovat podle výkonových parametrů motoru, a to pouze změnou počtu zubů ozubených kol stálého převodu. Ostatní díly převodovky zůstávají shodné. Konečná montáž převodovky probíhá v provozu nové haly M6 v hlavním závodě společnosti v Mladé Boleslavi.

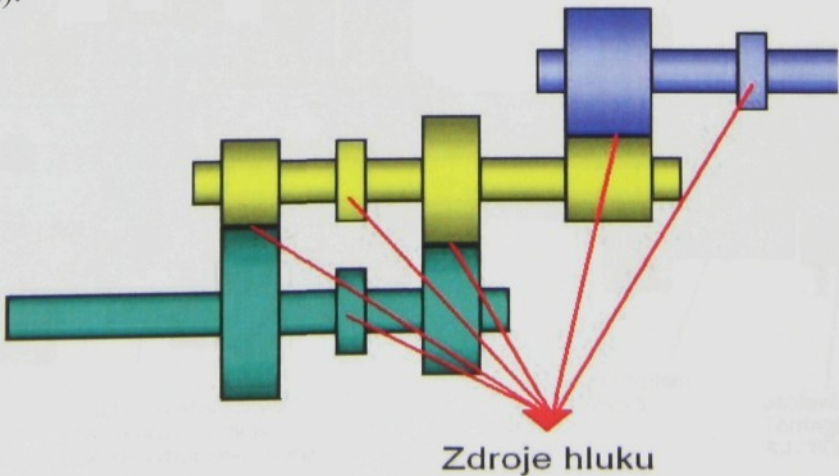
Tab. 5. Značení jednotlivých převodovek typu MQ200

Kód převodovky	GRZ	GRY	GSA	GSH	GSB
Starší označení platné do 9.4.2003	GDL	GDM	GDR	GDN	GDP
Motorizace	1,4 l/55 kW	1,4 l/74 kW	1,9 l/47 kW SDI	1,2 l/40 kW	1,2 l/47 kW

Tab. 6. Počty zubů ozubených kol převodovky MQ 200 (kód GRY)

Rychlostní stupeň	Počty zubů z_1, z_2		
	Vstupní Hřídel (z_1)	Výstupní Hřídel (z_2)	i
1. rychlostní stupeň	11	38	3,455
2. rychlostní stupeň	21	44	2,095
3. rychlostní stupeň	30	43	1,433
4. rychlostní stupeň	38	41	1,079
5. rychlostní stupeň	46	41	0,891
Zpátečka	11	24	3,182
Rozvodovka	17	66	3,882

Hlavními zdroji hluku jsou pohyblivé součásti jako ozubená soukolí, ložiska. Převodovka dále obsahuje řadu komponent, které mohou být zdroji hluku a vibrací nebo je alespoň vybudí, přenáší a zesilují - jsou to součásti řazení (např. synchronizační kroužky, přesuvné objímky, řadící vidlice, řadící kulisy nebo táhla). Hřídele sice hluk obvykle neprodukují, ale vlivem průhybu a zkroucení pod zatížením mají na hluk podstatný vliv (především rovnoběžnost hřídelí).

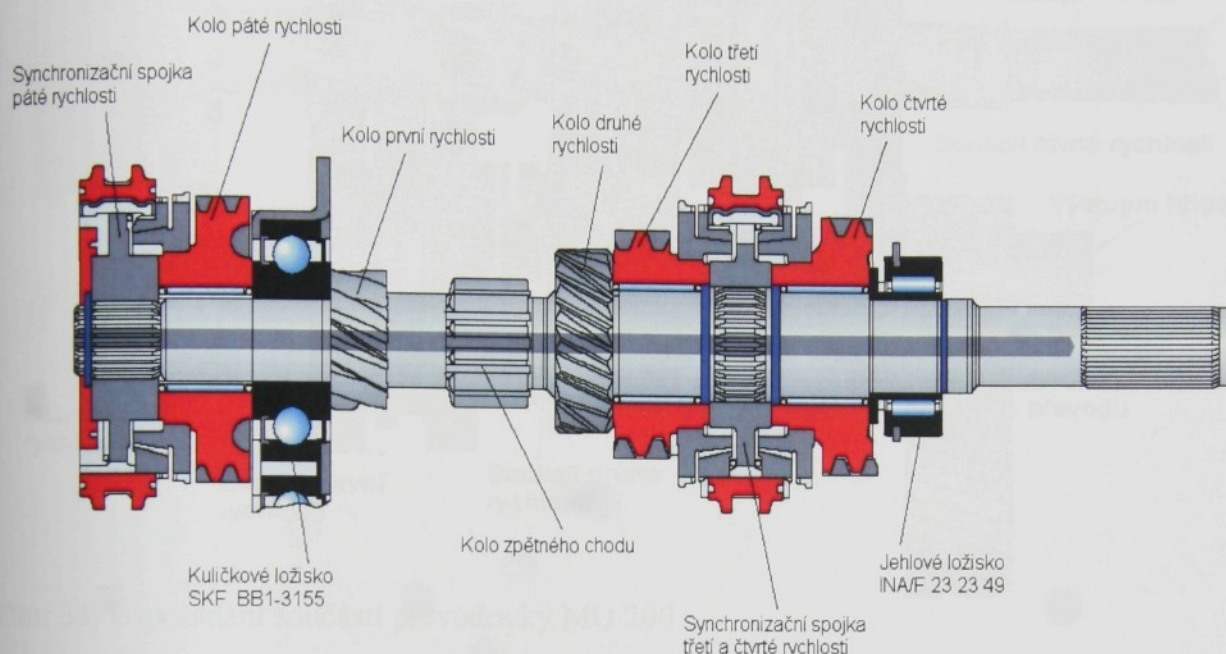


Obr. 31. Ukázka zdrojů hluku a vibrace



5.1. Vstupní hřídel

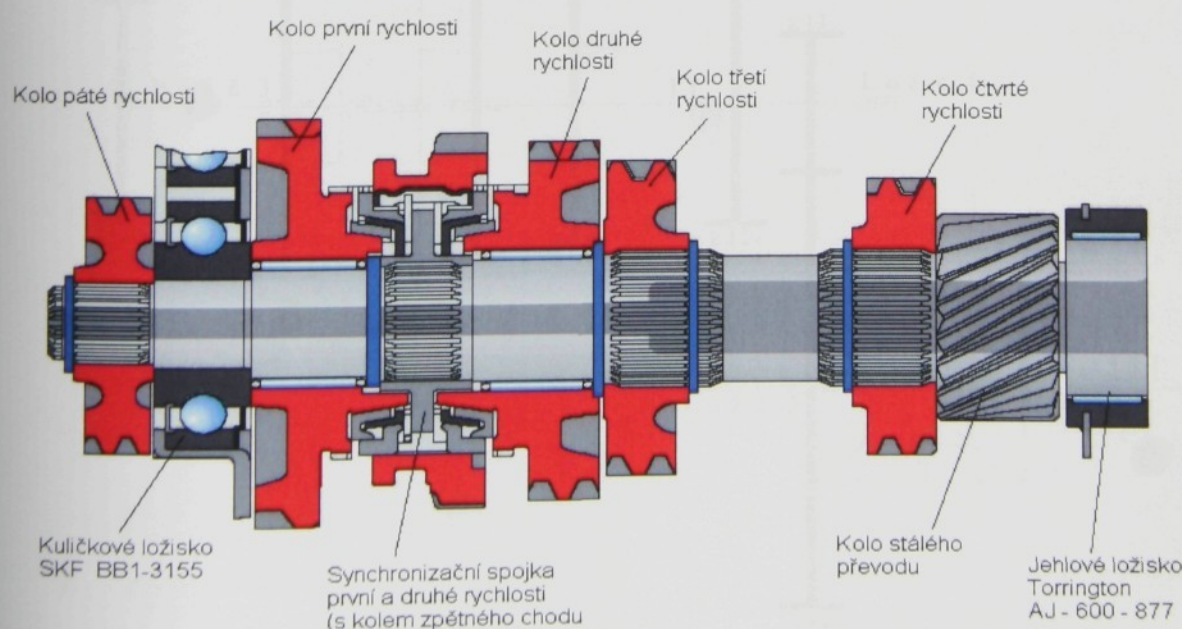
Vstupní hřídel je uložena ve dvou ložiscích. Kola první a druhé rychlosti a kolo zpětného chodu tvoří součást vstupní hřídele. Kola třetí, čtvrté a páté rychlosti jsou uložena na hřídeli na jehlových ložiscích a pojištěná kroužky. Na vstupní hřídeli jsou také synchronizační spojky třetí, čtvrté a páté rychlosti.



Obr. 32. Vstupní hřídel převodovky MQ 200

5.2. Výstupní hřídel

Výstupní hřídel je také uložena na dvou ložiscích. Kola třetí, čtvrté a páté rychlosti jsou uložena na jemném drážkování pojištěná kroužky. Kola první a druhé rychlosti jsou uložena na jehlových ložiscích a také pojištěná kroužky. Výstupní hřídel také obsahuje synchronizační spojku první a druhé rychlosti.

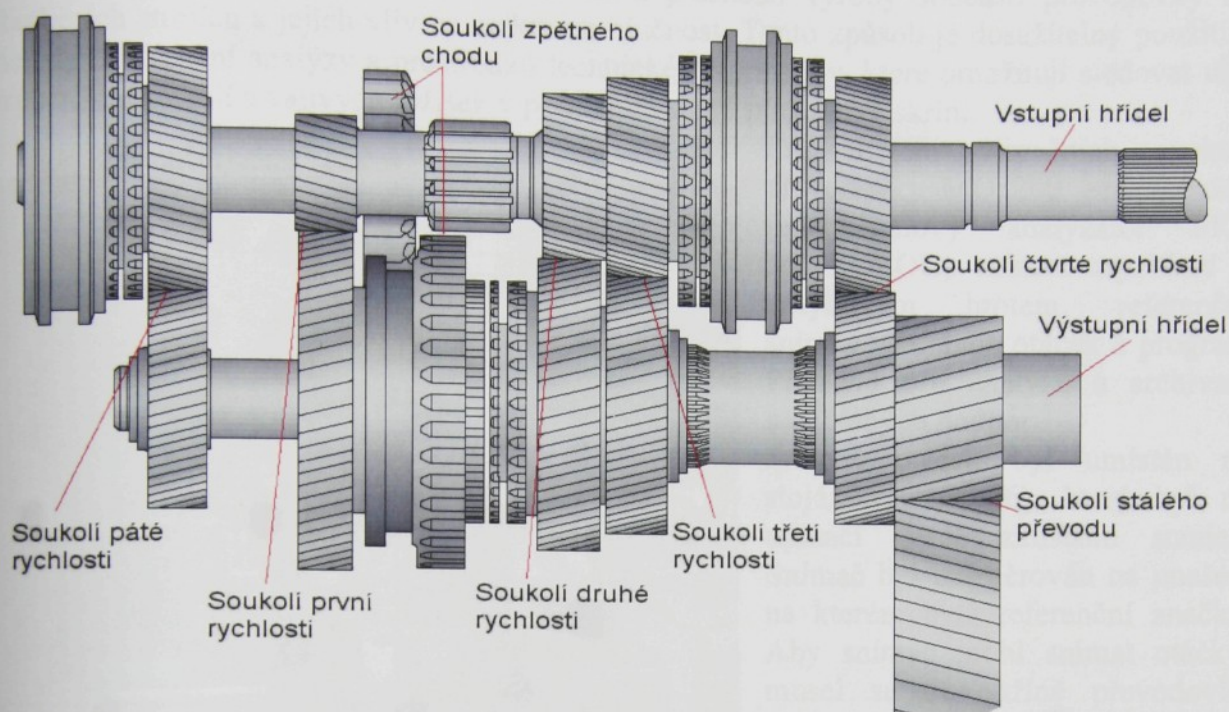


Obr. 33. Výstupní hřídel převodovky MQ 200

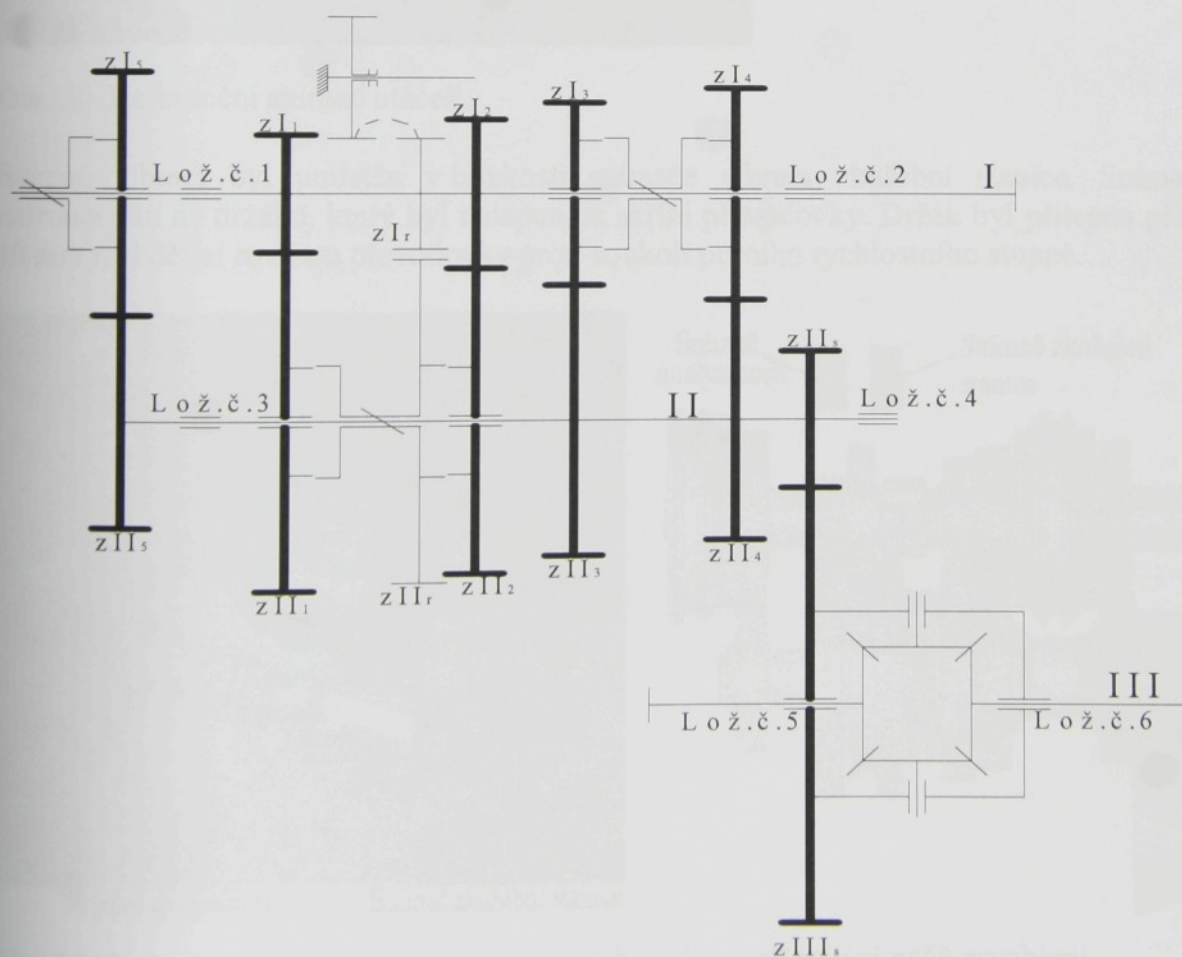


5.3. Kinematické schéma převodovky MQ 200

Při tvorbě kinematického schématu jsme vycházeli z uspořádání podle obr. 34.



Obr. 34. Uspořádání součástí převodovky MQ 200

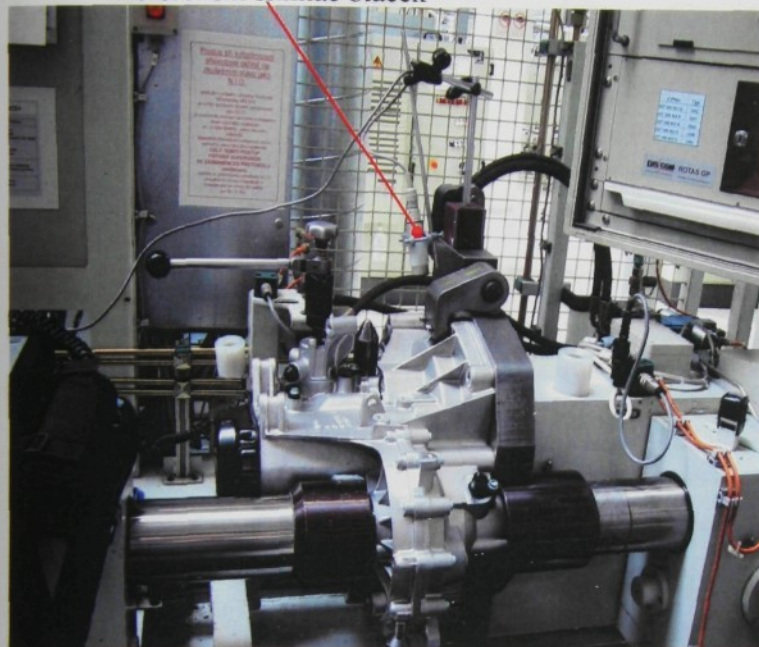


Obr. 35. Kinematické schéma převodovky MQ 200

5.4. Metodika měření

Měření frekvenčních spekter vibrací slouží k identifikaci mechanických závad automobilových převodovek, zjišťování vlivu přesnosti výroby součástí převodovky na obráběcích strojích a jejich vliv na celkovou hlučnost. Tento způsob je dosažitelný použitím metody frekvenční analýzy a prostředků technické diagnostiky, které umožňují sledovat vliv ozubených soukolí a valivých ložisek v poměrně složité převodové skříni.

Referenční snímač otáček

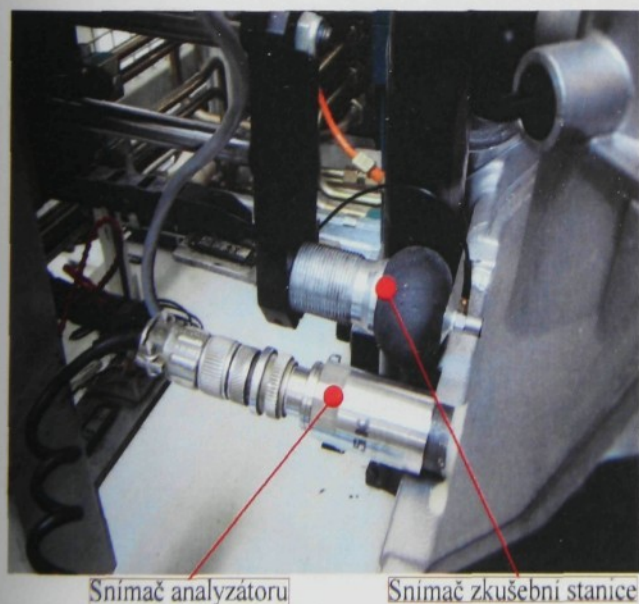


Obr. 36. Referenční snímač otáček

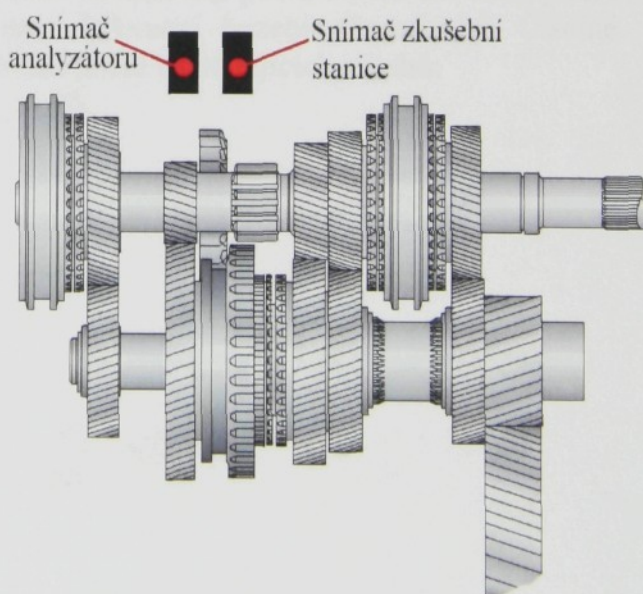
Pro měření vibračních spekter převodovky MQ 200 jsme použili jednokanálový analyzátor SKF MICROLOG, snímač zrychlení s dotykovým hrotem, referenční snímač vstupních otáček a program PRISM4 pro analýzu a archivaci naměřených hodnot.

Snímač otáček byl umístěn na stojánku (obr. 36), který byl na upínací desce zkušební stanice. Snímač byl nasměrován na unašeč, na kterém byla referenční značka. Aby snímač mohl snímat otáčky, musel se do skříně převodovky vyvrtat otvor.

Snímač vibrací byl umístěn v blízkosti snímače vibrací zkušební stanice. Snímač byl našroubován na držáku, který byl nalepen na skříni převodovky. Držák byl přilepen přibližně 10 mm nad dělicí rovinou převodovky proti soukolí prvního rychlostního stupně.



Obr. 37. Snímače zrychlení



Obr. 38. Umístění snímačů zrychlení

Měření probíhalo na zkušební stanici převodovek MQ 200. Na zkušební stanici se musely pro měření analyzátozem nastavit konstantní otáčky pro každý rychlostní stupeň. Měřily se pouze rychlostní stupně vpřed, zpětný chod má přímé ozubení a to je samo o sobě hlučné.

Měření analyzátozem bylo první, pak následovala klasická zkouška na zkušební stanici, obě měření probíhala na jedno upnutí. Při měření byly použity tyto metody, frekvenční a obávková analýza. Při každé z analýz se měřil TAH (akcelerace) a ZPĚT (brždění motorem). Výsledkem měření analyzátozu je spektrum zrychlení vibrací v závislosti na frekvenci, výsledkem zkušební stanice je graf hladiny akustického tlaku v závislosti na řádech. Ze zrychlení vibrací lze spočítat hladinu akustického tlaku pomocí následujícího vzorce.

$$L_a = 20 \cdot \log \frac{a}{a_0} [dB], \quad a = a_0 \cdot 10^{\frac{L_a}{20}} [m \cdot s^{-2}]$$

L_a Hladina akustického tlaku vypočítaná ze zrychlení [dB],

a naměřená hodnota zrychlení kmitového pohybu [$m \cdot s^{-2}$],

a_0 vztažená hodnota zrychlení $a_0 = 1 \cdot 10^{-6} m \cdot s^{-2}$.

Pro měření analyzátozem byly nastaveny konstantní otáčky kolem 3000 1/min. Přesná hodnota otáček byla zjištěna z referenčního snímače otáček, s těmito hodnotami byl proveden výpočet.

5.5. Výpočet frekvencí buzení převodovky MQ 200

Hlavními zdroji buzení, jejichž frekvenci lze vypočítat, jsou rotorová frekvence, zubová frekvence a frekvence valivých ložisek.

Převodovka je dodávána se zážehovým motorem o zdvihovém objemu $V_z = 1.4 \text{ dm}^3$ a výkonu $P = 74 \text{ kW}$.

Pro výpočet potřebných frekvencí je potřeba znát parametry převodovky, které jsou v tab. 6. Dále je potřeba znát vstupní hodnoty otáček, které jsou známy z průběhu měření. Jsou uvedeny pouze obecné vzorce pro výpočet frekvencí. Dosazením počtu otáček n ot/min podle tabulky č. 8 do programu v příloze pro výpočet frekvencí buzení převodovky. Číselné hodnoty budou uvedeny v tabulce 8 až 15 vypočítané podle následujících vztahů:

5.5.1. Rotorová frekvence

Rotorová frekvence vstupní hřídele

$$f_{rI} = \frac{nI}{60} [Hz]$$

Rotorová frekvence výstupní hřídele

$$f_{rII} = \frac{nII}{60} [Hz]$$

$$nII = \frac{zI_i}{zII_i} \cdot nI [1/min]$$

Rotorová frekvence hřídele diferenciálu

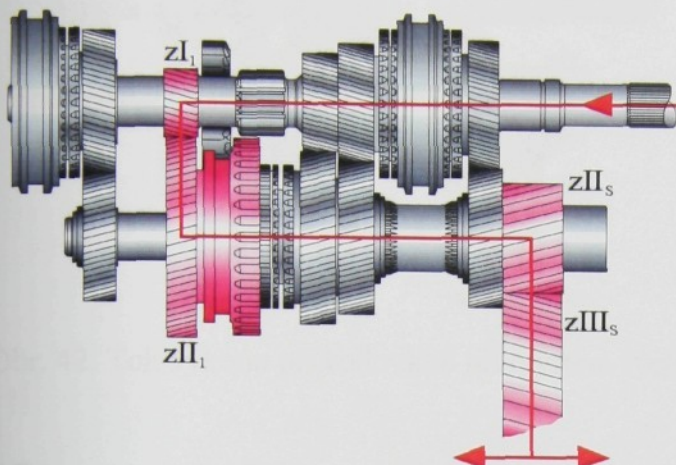
$$f_{rIII} = \frac{nIII}{60} [Hz]$$

$$nIII = \frac{zII_{st}}{zIII_{st}} \cdot nII [1/min]$$



5.5.2. Zubové frekvence

První rychlostní stupeň

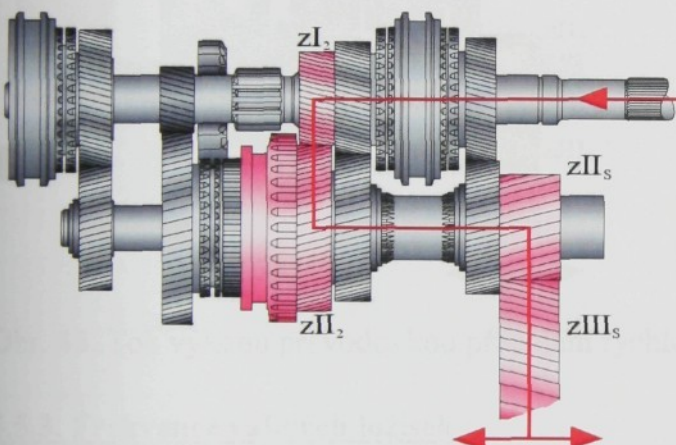


$$f_{z1} = zI_1 \cdot f_r I_1 = zII_1 \cdot f_r II_1 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zst} = zII_{st} \cdot f_r II_1 \quad [\text{Hz}]$$

Obr. 39. Tok výkonu převodovkou při prvním rychlostním stupni

Druhý rychlostní stupeň

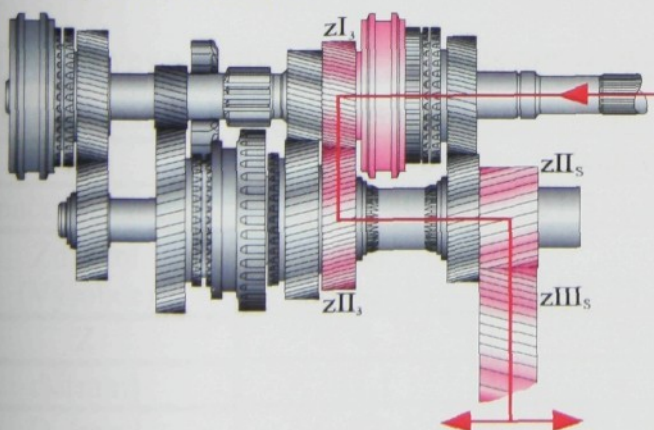


$$f_{z2} = zI_2 \cdot f_r I_2 = zII_2 \cdot f_r II_2 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zst} = zII_{st} \cdot f_r II_2 \quad [\text{Hz}]$$

Obr. 40. Tok výkonu převodovkou při druhém rychlostním stupni

Třetí rychlostní stupeň



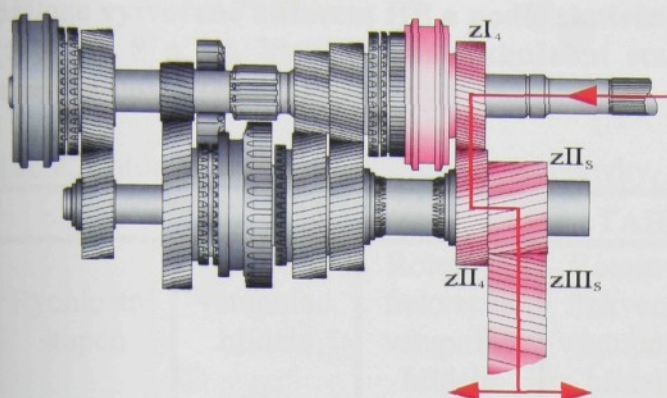
$$f_{z3} = zI_3 \cdot f_r I_3 = zII_3 \cdot f_r II_3 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zst} = zII_{st} \cdot f_r II_3 \quad [\text{Hz}]$$

Obr. 41. Tok výkonu převodovkou při třetím rychlostním stupni



Čtvrtý rychlostní stupeň

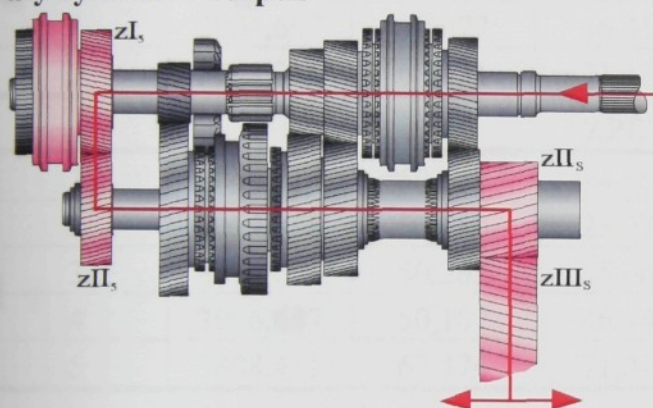


$$f_{z4} = zI_4 \cdot f_r I_4 = zII_4 \cdot f_r II_4 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zst} = zII_{st} \cdot f_r II_4 \quad [\text{Hz}]$$

Obr. 42. Tok výkonu převodovkou při čtvrtém rychlostním stupni

Pátý rychlostní stupeň



$$f_{z5} = zI_5 \cdot f_r I_5 = zII_5 \cdot f_r II_5 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zst} = zII_{st} \cdot f_r II_5 \quad [\text{Hz}]$$

Obr. 43. Tok výkonu převodovkou při pátém rychlostním stupni

5.5.3. Frekvence valivých ložisek

Pro výpočet frekvencí valivých ložisek je potřeba znát vnitřní rozměry nebo typ ložisek. Frekvence se počítají z rotorové frekvence příslušné hřídele (u ložisek č.1 a č.2 se dosadí $f_r I$, u ložisek č.3 a č.4 $f_r II$ a u ložisek č.5 a č.6 $f_r III$). Výpočet lze provést pomocí programu, který dodává výrobce, nebo podle vzorců v kapitole 3.6 podle probíhající analýzy a zařazeného převodového stupně. Hodnoty potřebné pro výpočet frekvencí ložisek jsou v tabulce 7.

Tab. 7. Typy a vnitřní rozměry ložisek převodovky MQ 200

Číslo ložiska	1,3	2	4	5,6
Typ	Kuličkové	Jehlové	Jehlové	Kuželíkové
Značení (Škoda)	02T 311 206 E	02T 311 375 E	02T 311 373 D	003 519 189 F
Značení (Výrobce)	SKF BB1-3155	INA/F 23 23 49	Torrington AJ - 600 - 877	SKF LM 297 49 / QCL 7CVA 606
Z	8	19	16	21
d_o [mm]	11,1	4	6	6,488
D_s [mm]	42	35,55	40,8	51,594
α [°]	11,616	0	0	12,41



Výsledky frekvencí hlavních zdrojů buzení převodovky vypočítané dle programu v příloze vytvořené autorem HP a podle skutečných otáček vstupního hřídele převodovky (tabulka 8 a 9.), které udávala zkušební stanice. V těchto otáčkách byla provedena analýza poškozeného ložiska.

Tab.8. Rotorové a zubové frekvence převodovky, frekvenční analýza

TAH						
Rychlostní stupeň	Otáčky vstupního hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupního hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupního hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzst [Hz]
1	3009,869	50,164	14,521	3,740	551,809	246,862
2	3006,296	50,105	23,914	6,160	1052,204	406,533
3	3008,118	50,135	34,978	9,010	1504,059	594,628
4	3004,607	50,077	46,413	11,955	1902,918	789,015
5	3807,055	63,451	71,189	18,337	2918,742	1210,210
ZPĚT						
1	3040,114	50,669	14,667	3,778	557,354	249,343
2	3014,388	50,240	23,978	6,176	1055,036	407,628
3	3015,698	50,262	35,066	9,032	1507,849	596,126
4	3006,447	50,107	46,441	11,962	1904,083	789,498
5	3808,451	63,474	71,215	18,343	2919,813	1210,654

Tab.9. Rotorové a zubové frekvence převodovky, Obálková analýza

TAH						
Rychlostní stupeň	Otáčky vstupního hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupního hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupního hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzst [Hz]
1	3047,727	50,795	14,704	3,787	558,750	249,967
2	3005,357	50,089	23,906	6,158	1051,875	406,406
3	3003,750	50,063	34,927	8,996	1501,875	593,765
4	3031,579	50,526	46,829	12,062	1920,000	796,098
5	3810,326	63,505	71,250	18,352	2921,250	1211,250
ZPĚT						
1	3201,136	53,352	15,444	3,978	586,875	262,549
2	3005,357	50,089	23,906	6,158	1051,875	406,406
3	3026,250	50,438	35,189	9,064	1513,125	598,212
4	3046,382	50,773	47,058	12,121	1929,375	799,985
5	3636,685	60,611	68,003	17,516	2788,125	1156,052



Tab.10. Hodnoty frekvencí ložiska č.1 - SKF BB1-3155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]				Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]				Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]			
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy																
1	252,60	255,14	255,78	268,655	148,71	152,139	150,584	158,163	177,091	178,871	179,319	188,345	18,589	18,776	18,823	19,770
2	252,30	252,98	252,22	252,224	148,53	148,936	148,490	148,490	176,881	177,357	176,826	176,826	18,567	18,617	18,561	18,561
3	252,45	253,09	252,08	253,978	148,62	149,001	148,411	149,522	176,988	177,434	176,731	178,055	18,578	18,625	18,551	18,690
4	252,16	252,31	254,42	255,667	148,45	148,544	149,786	150,517	176,782	176,890	178,369	179,240	18,557	18,568	18,723	18,815
5	319,50	319,62	319,78	305,208	188,10	188,170	188,262	179,683	223,995	224,077	224,188	213,971	23,513	23,521	23,533	22,460

Tab.11. Hodnoty frekvencí ložiska č.2 - INA/F 23 23 49

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]				Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]				Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]			
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy																
1	530,18	535,51	536,85	563,87	422,941	427,191	428,261	449,817	440,192	444,616	445,729	468,165	22,260	22,484	22,540	23,675
2	529,55	530,98	529,38	529,38	422,439	423,576	422,307	422,307	439,670	440,853	439,533	439,533	22,234	22,293	22,227	22,227
3	529,87	531,21	529,10	533,07	422,695	423,760	422,081	425,243	439,936	441,045	439,298	442,588	22,247	22,303	22,215	22,381
4	529,25	529,58	534,00	536,61	422,202	422,460	425,992	428,072	439,423	439,692	443,368	445,532	22,221	22,235	22,421	22,530
5	670,60	670,85	671,18	640,59	534,960	535,156	535,420	511,020	556,781	556,985	557,259	531,864	28,156	28,166	28,180	26,896

Tab.12. Hodnoty frekvencí ložiska č.3 - SKF BB1-3155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]				Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]				Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]			
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy																
1	73,12	73,85	74,042	77,769	43,049	43,481	43,59	45,78	51,263	51,778	51,908	54,521	5,381	5,435	5,449	5,723
2	120,41	120,74	120,380	120,380	70,892	71,083	70,87	70,87	84,421	84,648	84,394	84,394	8,862	8,885	8,859	8,859
3	176,13	176,57	175,876	177,194	103,693	103,954	103,54	104,31	123,480	123,791	123,301	124,224	12,962	12,994	12,943	13,040
4	233,71	233,85	235,808	236,960	137,591	137,675	138,82	139,50	163,846	163,947	165,317	166,125	17,199	17,209	17,353	17,438
5	358,47	358,60	358,779	342,429	211,040	211,117	211,22	201,59	251,312	251,404	251,528	240,065	26,380	26,390	26,403	25,199



Tab.13. Hodnoty frekvencí ložiska č.4 – Torrington AJ – 600 - 8773155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]			Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]			Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]			Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]		
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy												
1					99,087	100,082	100,333	105,383	96,609	97,580	97,824	102,749
2					163,176	163,615	163,125	163,125	159,097	159,525	159,047	159,047
3					238,674	239,276	238,328	240,113	232,707	233,294	232,369	234,110
4					316,698	316,892	319,541	321,101	308,780	308,970	311,552	313,074
5					485,759	485,937	486,176	464,021	473,615	473,789	474,022	452,420

Tab.14. Hodnoty frekvencí ložiska č.5 a č.6 – SKF LM 297 49/QCL 7CVA 606

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]			Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]			Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]			Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]		
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy												
1	44,097	44,540	44,651	46,899	34,450	34,796	34,883	36,639	29,295	29,590	29,664	31,157
2	72,619	72,814	72,596	72,596	56,733	56,885	56,715	56,715	48,244	48,373	48,229	48,229
3	106,218	106,486	106,064	106,858	82,982	83,191	82,861	83,482	70,565	70,743	70,463	70,990
4	140,941	141,028	142,207	142,901	110,109	110,176	111,097	111,640	93,633	93,690	94,474	94,935
5	216,179	216,259	216,365	206,505	168,888	168,950	169,033	161,330	143,617	143,669	143,740	137,190



Výsledky frekvencí hlavních zdrojů buzení převodovky vypočítané dle programu v příloze vytvořené autorem HP a podle skutečných otáček vstupního hřídele převodovky (tabulka 15 a 16.), které udávala zkušební stanice. V těchto otáčkách byla provedena analýza nepoškozeného ložiska.

Tab.15. Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, frekvenční analýza

TAH						
Rychlostní stupeň	Otáčky vstupního hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupního hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupního hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzst [Hz]
1	3006,429	50,107	14,505	3,736	551,179	246,580
2	3006,191	50,103	23,913	6,159	1052,167	406,519
3	3002,975	50,050	34,918	8,994	1501,488	593,611
4	3004,653	50,078	46,412	11,955	1902,947	789,027
5	3814,935	63,582	71,336	18,374	2924,783	1212,715
ZPĚT						
1	3002,588	50,043	14,486	3,731	550,474	246,265
2	3011,838	50,197	23,958	6,171	1054,143	407,283
3	3017,510	50,292	35,087	9,038	1508,755	596,485
4	3006,649	50,111	46,444	11,963	1904,211	789,551
5	3803,893	63,398	71,130	18,321	2916,318	1209,205

Tab.16. Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Obálková analýza

TAH						
Rychlostní stupeň	Otáčky vstupního hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupního hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupního hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzst [Hz]
1	3047,727	50,795	14,704	3,787	558,750	249,967
2	3000,000	50,000	23,864	6,147	1050,000	405,682
3	3003,750	50,063	34,927	8,996	1501,875	593,765
4	3031,579	50,526	46,829	12,062	1920,000	796,098
5	3805,435	63,424	71,159	18,329	2917,500	1209,695
ZPĚT						
1	3211,364	53,523	15,493	3,991	588,750	263,388
2	3010,714	50,179	23,949	6,169	1053,750	407,131
3	3030,000	50,500	35,233	9,075	1515,000	598,953
4	3046,382	50,773	47,058	12,121	1929,375	799,985
5	3639,130	60,652	68,049	17,528	2790,000	1156,829



Tab.17. Hodnoty frekvencí ložiska č.1 - SKF BB1-3155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]				Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]				Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]			
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy																
1	252,314	251,992	255,780	269,513	148,54	150,261	150,584	158,669	176,889	176,663	179,31	188,94	18,568	18,54	18,823	19,834
2	252,294	252,768	251,775	252,674	148,53	148,810	148,225	148,755	176,875	177,207	176,51	177,14	18,566	18,60	18,528	18,594
3	252,024	253,244	252,089	254,292	148,37	149,091	148,411	149,708	176,686	177,541	176,73	178,27	18,547	18,63	18,551	18,713
4	252,165	252,333	254,425	255,667	148,45	148,554	149,786	150,517	176,784	176,902	178,36	179,24	18,557	18,56	18,723	18,815
5	320,168	319,241	319,371	305,413	188,49	187,945	188,021	179,804	224,459	223,809	223,90	214,11	23,561	23,49	23,503	22,475

Tab.18. Hodnoty frekvencí ložiska č.2 - INA/F 23 23 49

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]				Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]				Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]			
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy																
1	529,578	528,902	536,853	565,677	422,458	421,918	428,26	451,25	439,68	439,12	445,729	469,661	22,235	22,206	22,540	23,750
2	529,536	530,531	528,446	530,333	422,424	423,218	421,55	423,06	439,65	440,48	438,749	440,316	22,233	22,275	22,187	22,266
3	528,970	531,530	529,106	533,730	421,972	424,015	422,08	425,77	439,18	441,31	439,298	443,137	22,209	22,317	22,215	22,409
4	529,265	529,617	534,008	536,616	422,208	422,488	425,99	428,07	439,43	439,72	443,368	445,532	22,221	22,236	22,421	22,530
5	671,996	670,050	670,322	641,028	536,067	534,516	534,73	511,36	557,93	556,31	556,544	532,222	28,214	28,132	28,144	26,914

Tab.19. Hodnoty frekvencí ložiska č.3 - SKF BB1-3155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]				Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]				Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]			
	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.
Typ analýzy																
1	73,038	72,945	74,042	78,017	42,999	42,944	43,59	45,93	51,205	51,139	51,90	54,695	5,375	5,368	5,449	5,74
2	120,413	120,639	120,165	120,594	70,890	71,023	70,74	70,99	84,418	84,576	84,24	84,545	8,861	8,878	8,843	8,87
3	175,831	176,682	175,876	177,413	103,516	104,017	103,54	104,44	123,269	123,866	123,30	124,378	12,939	13,002	12,943	13,05
4	233,714	233,869	235,808	236,960	137,593	137,684	138,82	139,54	163,849	163,958	165,31	166,125	17,199	17,211	17,353	17,43
5	359,213	358,173	358,318	342,659	211,477	210,865	210,95	201,73	251,832	251,103	251,20	240,227	26,435	26,358	26,369	25,21



Tab.20. Hodnoty frekvencí ložiska č.4 – Torrington AJ – 600 - 877

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]			Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]			Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]			Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]		
	Typ analýzy	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.
1						98,973	98,847	100,333	105,720	96,499	96,376	97,824
2						163,170	163,477	162,834	163,416	159,091	159,390	158,763
3						238,266	239,419	238,328	240,410	232,309	233,434	232,369
4						316,703	316,913	319,541	321,101	308,785	308,990	311,552
5						486,765	485,356	485,552	464,333	474,595	473,222	473,414

Tab.21. Hodnoty frekvencí ložiska č.5 a č.6 – SKF LM 297 49/QCL 7CVA 606

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_{Li} [Hz]			Frekvence vnějšího kroužku f_{Lo} [Hz]			Frekvence valivých těles f_{Lv} [Hz]			Frekvence klece ložiska f_{Lk} [Hz]		
	Typ analýzy	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.	O.Z.	F.T.	F.Z.	O.T.
1		44,046	43,990	44,651	47,049	34,411	34,367	34,883	36,756	29,262	29,224	29,664
2		72,616	72,753	72,467	72,726	56,731	56,837	56,614	56,816	48,242	48,333	48,143
3		106,037	106,550	106,064	106,991	82,840	83,241	82,861	83,585	70,444	70,785	70,463
4		140,943	141,037	142,207	142,901	110,111	110,184	111,097	111,640	93,634	93,697	94,474
5		216,627	216,000	216,087	206,644	169,237	168,747	168,816	161,438	143,914	143,497	143,556

5.6. Vibrace převodovek

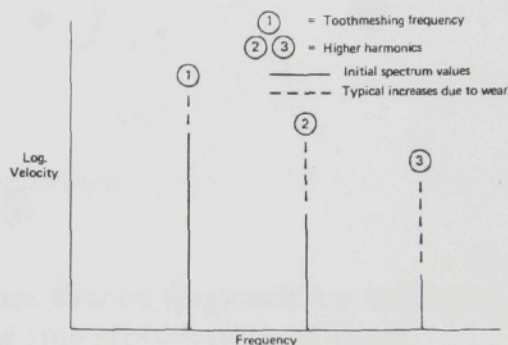
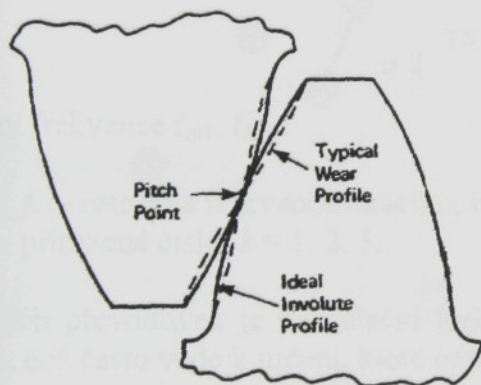
I když se vibrační spektra ozubených převodovek často jeví jako dosti složitá, lze je analyzovat jako kombinaci těchto vlivů:

- harmonické složky frekvence záběru zubů dané úchytkami od ideálního profilu zubu,
- sdružené složky způsobené strojem při obrábění ozubení,
- postranní pásma způsobená modulací, např. excentricitou ozubení nebo místním poškozením boků zubů,
- vyšší harmonické složky rotorového buzení pastorku a kola,
- intermodulační složky představují součtové nebo rozdílové modulační frekvence (např. rotorové).

5.6.1. Harmonické složky záběru zubů

Výrobní úchytky způsobují v ozubení kinematické buzení, dále pak periodická změna tuhosti zubů v záběru (parametrické buzení) se ve spektru projevují s frekvencí zubovou.

Deformace zubů a velikost parametrického buzení od proměnné tuhosti zubů v záběru závisí na přenášeném zatížení. K tomu, aby ze změn ve spektrech bylo možno určit stav ozubení, je nutné vždy provádět měření při stejném zatížení. Zatížení musí být dostatečně velké, aby zajistilo trvalý dotyk aktivních boků zubů. Malé zatížení a periodické odlehnutí aktivních boků zubů způsobuje periodické rázové buzení, které má značný vliv na tvar spektra a může vést k chybným závěrům o stavu ozubení.



Při konstantním zatížení opotřebení boků zubů a tvorba důlků na bocích zubů způsobuje nelinearitu v kinematické vazbě. Opotřebení je největší kolem valivého bodu, kde je malý skluz a špatné podmínky pro tvorbu olejového filmu mezi boky zubů.

- při plném zatížení vzroste amplituda základní zubové složky s f_z o 21 dB (11x) oproti stavu při zatížení $< 10\%$,
- amplituda druhé harmonické složky zubové frekvence s $2 \cdot f_z$ při plném zatížení vzroste za stejných podmínek o 7 dB (2,2 x),
- amplituda s frekvencí stroje f_s (Ghost) vzroste za stejných podmínek jen o 6 dB a amplituda druhé harmonické složky se nezměnila.

Údaje o stroji pro výpočet frekvence výrobního stroje ozubení nebývají k dispozici, avšak při správném záběru se tyto složky ve spektru zmenšují.

Opotřebení boků zubů a poškození boků zubů tvorbou důlků (pitting) se projevuje relativně větším nárůstem amplitud vyšších harmonických složek zubové frekvence ($2 \cdot f_z$, $3 \cdot f_z$,...) v porovnání s růstem amplitudy se základní zubovou frekvencí f_z .

Při sledování stavu poškození ozubení je proto nutné srovnávat nárůst amplitud ve spektrech vyšších harmonických složek zubového buzení, obvykle se doporučuje sledovat prvé tři harmonické složky.



5.6.2. Sdružené složky

Při výrobě ozubení se úchytky převodu pohonu obrobku ozubení projevují jako periodické úchytky vyráběného kola. Tyto úchytky se v provozních podmínkách projevují ve spektrech se základní a vyšší složkou frekvence výrobního stroje (určenou počty zubů pohonu otočného stolu výrobního stroje) - v anglických publikacích je toto buzení označováno "GHOST". Při správném záběhu nového ozubení se vliv výrobního stroje zmenšuje.

5.6.3. Modulační vlivy

Postranní pásma kolem základních a harmonických složek zubového buzení jsou obvykle způsobeny modulací vibrací, např.:

- excentrické ozubení způsobuje proměnné zatížení zubů a tím amplitudovou modulaci,
- současně proměnné zatížení vyvolá periodické změny frekvence otáčení s projevem frekvenční modulace.

Jak amplitudová, tak frekvenční modulace se ve spektrech projevují jako postranní pásma. Modulační frekvence ozubení se zpravidla projevuje jako celistvý násobek frekvencí rotorových (nebo jejich kombinací).

$$f_{m1} = k \cdot f_{r1}$$

$$f_{m2} = k \cdot f_{r2}$$

Modulační frekvence f_{m1} , f_{m2}

kde f_{r1} , f_{r2} - rotorová frekvence hnacího, hnaného kola
 k - přirozené číslo, $k = 1, 2, 3, \dots$

U složených převodovek je modulační frekvence cennou diagnostickou informací o zdroji modulace, což často vede k určení, které ozubené kolo převodovky je příčinou.

5.6.4. Přídavné impulsy

Jak amplitudová, tak frekvenční modulace se zpravidla projevují signály, které jsou v časové oblasti symetrické kolem nulové čáry. Asymetrie je způsobena přídavným impulsem, který se periodicky projevuje v časové oblasti a ve frekvenční oblasti se projevuje se základními a vyššími složkami frekvence, která je převrácenou hodnotou periody. Tvar spektra závisí na době trvání přídavného impulsu.

Harmonické složky ve spektru s frekvencí nižší než polovina zubového buzení jsou pravděpodobně způsobeny přídavnými vlivy, zatímco složky kolem zubové frekvence f_z jsou způsobeny modulací.



6. PROJEV MECHANICKÝCH ZÁVAD PŘEVODOVKY MQ 200

Na celkové úrovni vibrací a hluku automobilových převodovek se výrazně podílí přesnost výroby, montáže a uložení ozubených kol a valivých ložisek. Nesouosost hřídelí spojek u převodovky má vliv na přesnost uložení ozubených kol a ve spektru se projevuje nejen na rotorové frekvenci (f_r , $2f_r$), ale také ovlivňuje velikost amplitud zubové frekvence (f_z , $2f_z$, $3f_z$).

Ozubení a valivá ložiska jsou nejvýraznějším budičem vibrací automobilových převodovek a ve spektrech vibrací se projevují:

- se zubovou frekvencí f_z , $2f_z$, $3f_z$ a příslušnými postranními pásmy, která závisí na obvodové rychlosti ozubení, kvalitě mazání ozubení a na zatížení zubů (přenášeném výkonu),
- s ložiskovou frekvencí f_L , která závisí na vnitřních rozměrech ložiska, velikosti provozní radiální vůle a počtu valivých těles. Jsou čtyři ložiskové frekvence: 1) frekvence vnějšího kroužku, 2) frekvence vnitřního kroužku, 3) frekvence klece, 4) a frekvence valivých těles.

Postranní pásma ve spektrech vibrací převodovek se objevují v důsledku modulace frekvencemi od záběru zubů a jejich harmonickými složkami. Zvětšení počtu nebo intenzity těchto postranních pásem obvykle indikuje zhoršení stavu.

Vzdálenost (modulační frekvence) takových postranních pásem dává cennou diagnostickou informaci o svém zdroji, jelikož amplitudová i frekvenční modulace při téže frekvenci dává postranní pásma se stejnou vzdáleností.

Frekvenční spektrum převodovky v dobrém stavu představuje:

- nižší celkovou úroveň vibrací,
- amplitudy základní, druhé až čtvrté harmonické složky zubového buzení jsou nízké,
- postranní pásma mající nízkou intenzitu nebo vůbec neexistující.

Frekvenční spektrum (poškozené ozubení) představuje:

- vyšší celkovou úroveň vibrací a výrazná postranní pásma,
- výrazný nárůst amplitud s frekvencí $2.f_z$, $3.f_z$ a $4.f_z$ od opotřebení boků zubů,
- záběh a opotřebení se neprojevují na vlivu stroje s frekvencí f_s ,
- nesymetrická postranní pásma, která jsou způsobená výrazným vlivem frekvenční modulace.

K identifikaci mechanických závad automobilových převodovek a zjišťování jejich vlivu na celkovou hlučnost slouží měření frekvenčních spekter vibrací. Tento způsob je dosažitelný použitím frekvenční a obálkové analýzy, které umožňují sledovat vliv ozubených soukolí a valivých ložisek v poměrně složité převodové skříní. Výpočet rotorové, zubové frekvence a frekvencí ložisek převodovky v následujících kapitolách 6.1, 6.2 a 6.3 bylo provedeno na základě uvedených vzorců v kapitole 3.6. a 5.5. Otáčky vstupního hřídele udávala zkušební stanice. Vypočtené hodnoty jsou sestaveny do tabulek.

6.1. Zvýšená hlučnost a vibrace převodovky vlivem špatné výroby valivého ložiska

Valivá ložiska dodávají výrobci ložisek (firmy SKF, Timken, INA a GANG). Konkrétně se jedná o tyto typy ložisek: INA/F 232349, BB1 – 3155 sestava v brýlích od fy. SKF, AJ – 600 – 877 fy. TIMKEN, a jehlová ložiska jednotlivých rychlostních stupňů od výrobce GANG.

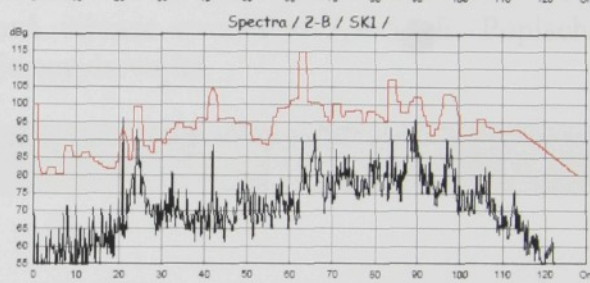
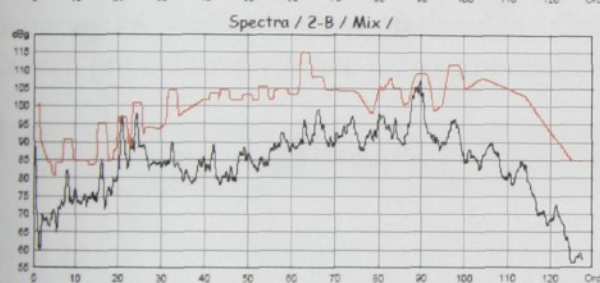
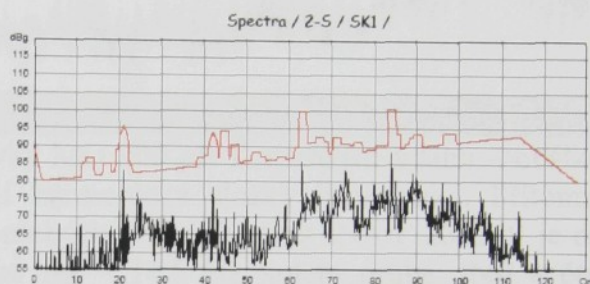
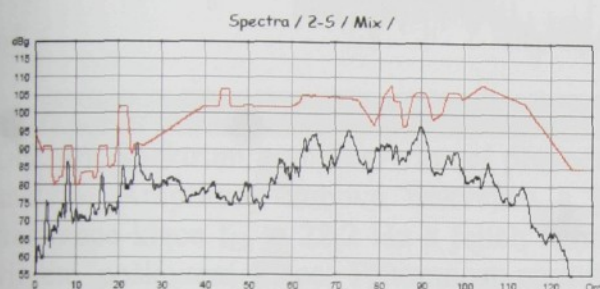
Naměřené hodnoty ve firmě Škoda Auto se zpracovávají a vyhodnocují v programu ROTAS od německé firmy DISCOM. Zkušební stav snímá pomocí dotykového snímače zrychlení vibrace měřené převodovky. Při měření se využívá otáčkově synchronní analýza, tzn. že signál je zachycen synchronně s otáčkami vstupního hřídele. Pomocí převodovkové databanky, kde jsou uloženy počty zubů jednotlivých ozubených kol a převodové poměry pro každý typ převodovky, se dají v signálu určit složky, které patří buzení kteréhokoli hřídele převodovky. Tím lze identifikovat vibrace a hluk jednotlivých hřídelí SK1, SK2, SK3 a MIX.



6.1.1. Poškození valivého ložiska vstupního hřídele převodovky INA/F 23 23 49

Měření proběhlo v době, kdy bylo namontované nové valivé ložisko INA/F 232349. V naměřených spektrech zrychlení vibrací se frekvence valivých tělísek (jehly) ložiska INA/F 232349 projeví zvýšenými amplitudami a také se výrazně projeví amplitudy zubových frekvencí. V další etapě měření bylo namontované jiné (dobré) valivé ložisko INA/F 232349 z jiné dodávky. Vstupní otáčky na jednotlivých převodových stupních činily:

	Pro frekvenční analýzu		Pro obálkovou analýzu	
	TAH	ZPĚT	TAH	ZPĚT
1.stupeň	3002 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	3002 min ⁻¹	3000 min ⁻¹
2.stupeň	3008 min ⁻¹	3003 min ⁻¹	3008 min ⁻¹	3003 min ⁻¹
3.stupeň	3012 min ⁻¹	3007 min ⁻¹	3012 min ⁻¹	3007 min ⁻¹
4.stupeň	2998 min ⁻¹	3007 min ⁻¹	2998 min ⁻¹	3007 min ⁻¹
5.stupeň	3013 min ⁻¹	3012 min ⁻¹	3013 min ⁻¹	3012 min ⁻¹

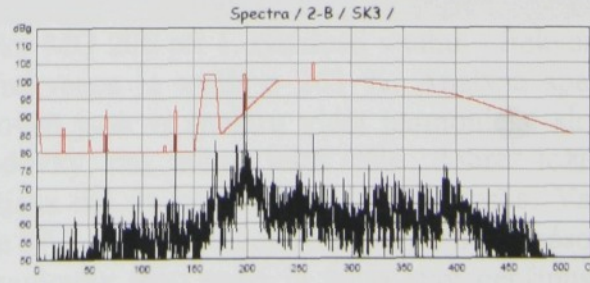
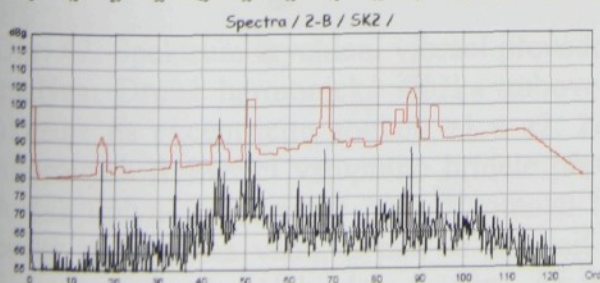
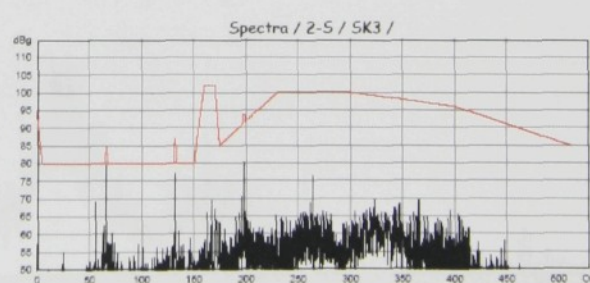
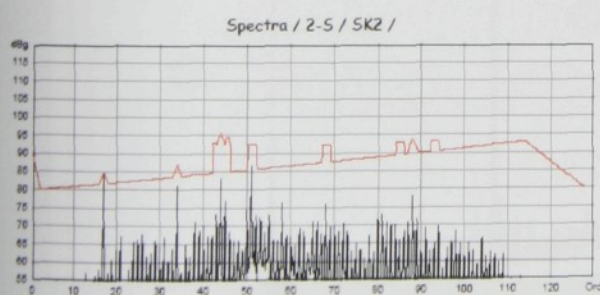


Obr. 44. Výstup spekter 2. rychlosti převodovky MQ200

Spektrum 2-S/Mix: naměřené 91,7dBg a mezní hodnoty 91,1dBg (hlášen „zvuk v 2. chodu“). Řad 24,25.

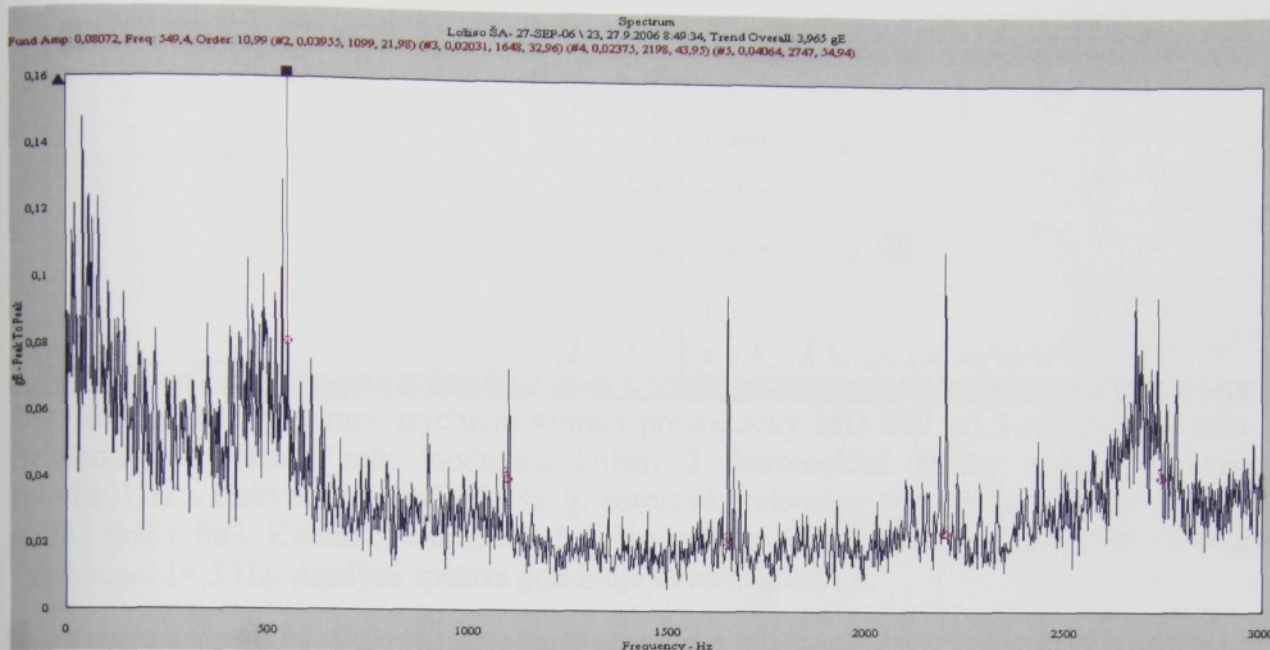
Spektrum 2-B/Mix: naměřené 97,4dBg a mezní hodnoty 97dBg (hlášen „zvuk v 2. chodu“). Řad 21.

Spektrum 2-B/SK1: naměřené 96,4dBg a mezní hodnoty 93dBg (hlášen „zvuk v 2. chodu“). Řad 21.

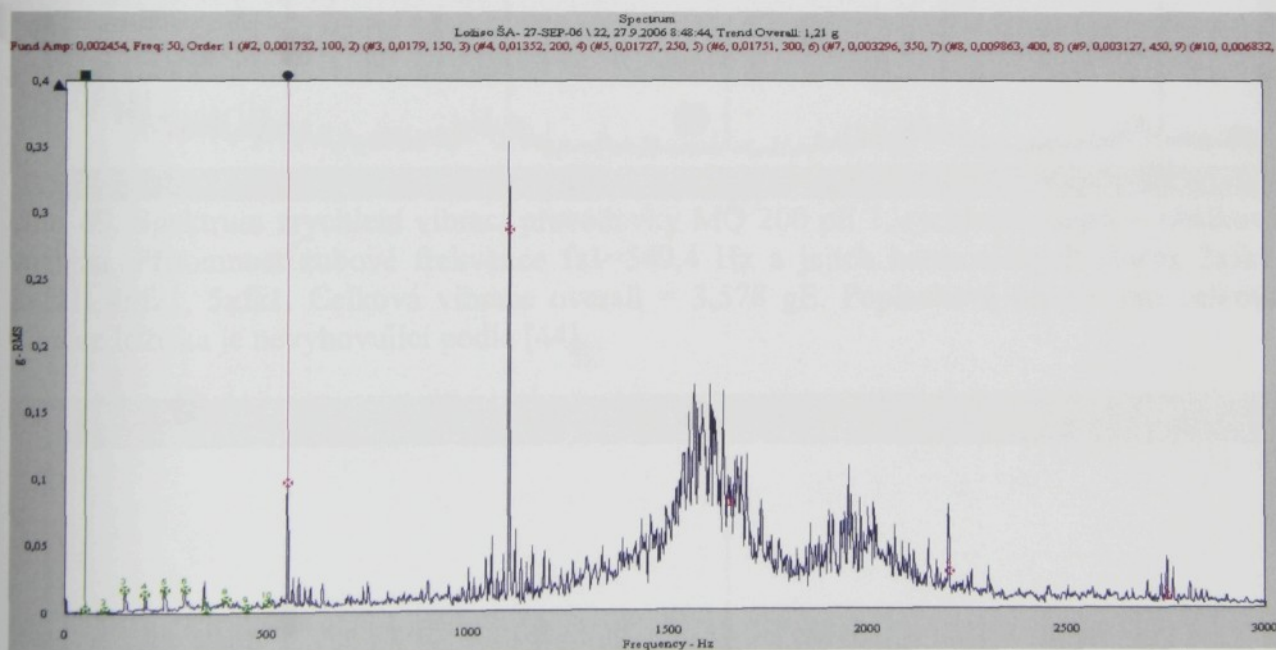


Obr. 45. Výstup spekter 2. rychlosti převodovky MQ200

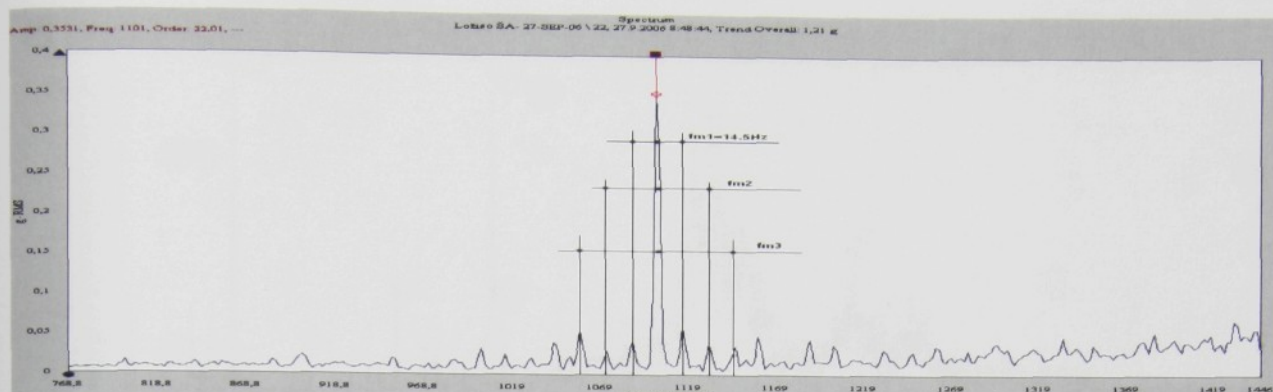
Spektrum 2-B/SK2: naměřené 96,8dBg a mezní hodnoty 93,0dBg (hlášen „zvuk v 2. chodu“). Řad 44.



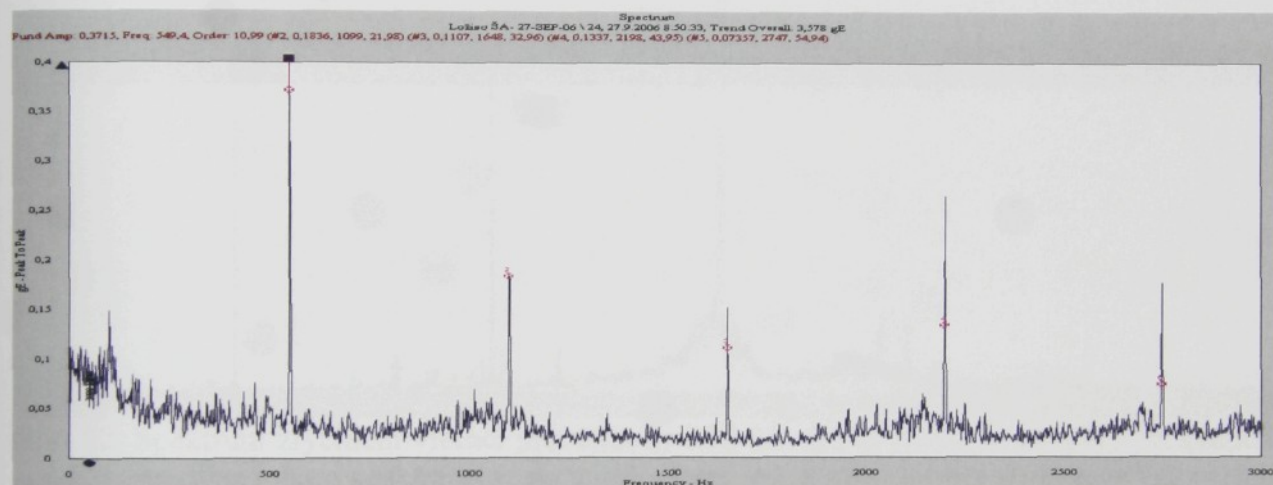
Obr. 46. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti v tahu – obálková analýza. Amplitudy zubové frekvence a její harmonické složky jsou nízké. Přítomnost frekvence klece $f_{Lk} = 22,2$ Hz a jejích harmonických složek ložiska INA/F 232349 je dána vlivem poškození klece. Přítomnost modulae $f_m = 14,5$ Hz kolem druhé, třetí a čtvrté harmonické složky zubové frekvence. Celková vibrace overall = 3,965 gE. Poplachová úroveň pro celkové vibrace ložiska podle [44] je nevyhovující.



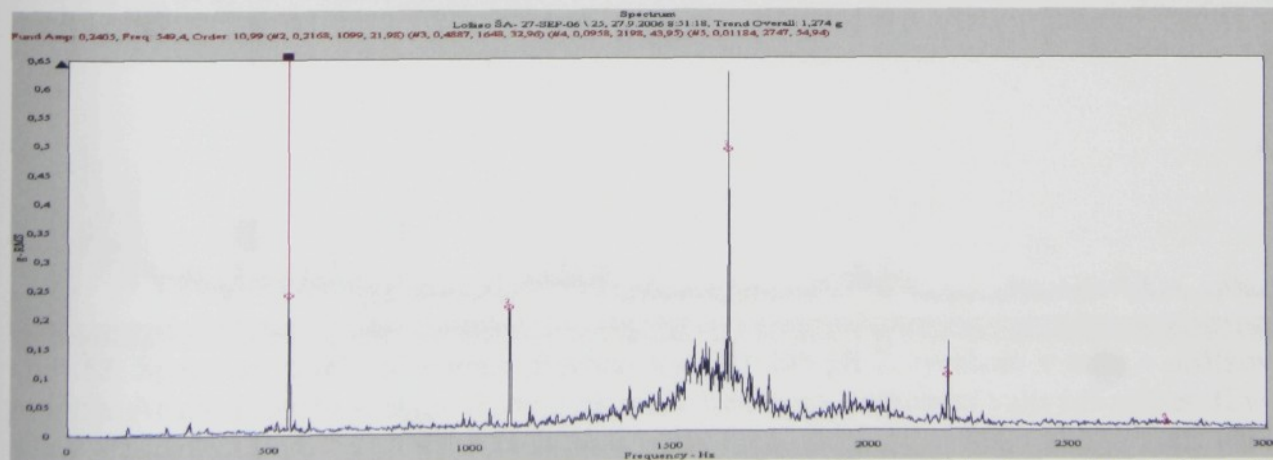
Obr. 47. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti v tahu – frekvenční analýza. Druhá harmonická složka zubové frekvence je vyšší o 263 %. Analýza spektra ukazuje na excentricitu soukolí z1 a z2. Zároveň jsou ve spektru vidět harmonické složky rotorových frekvencí vstupního hřídele převodovky, tzn. máme ještě stále „dobré“ ložisko. Avšak uplynutí podstatné části životnosti ložiska má za následek zhoršení ložiska. Valivé prvky narážejí na vadu, a pak se začínají ve FFT spektru objevovat harmonické násobky frekvence závady. Vzhledem k tomu, že převodovky jsou nové je tento stav nepřipustný. Celková vibrace overall = 1,21 g.



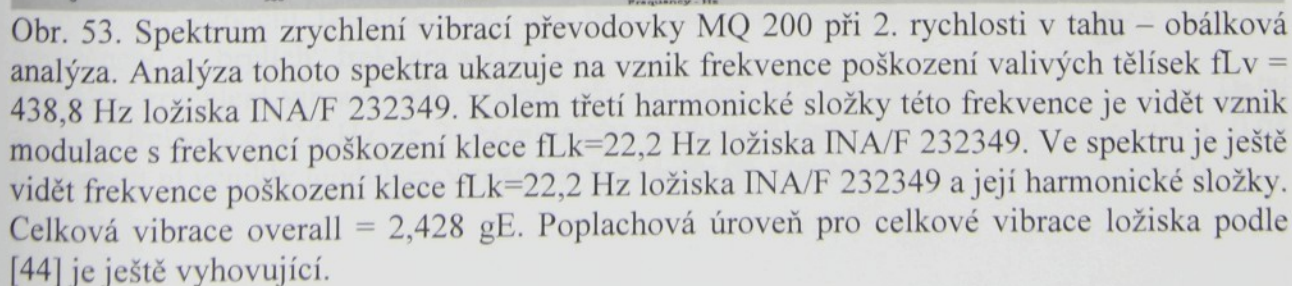
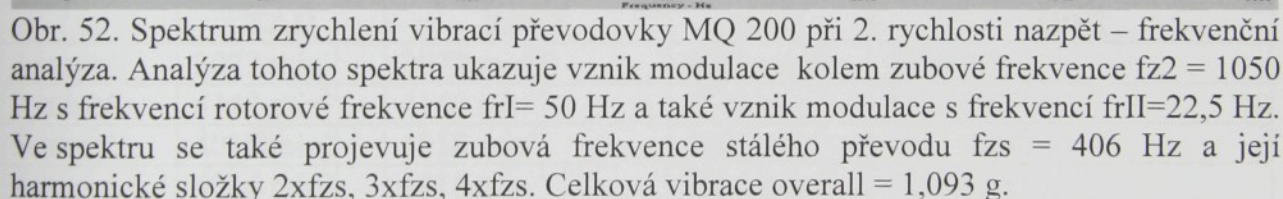
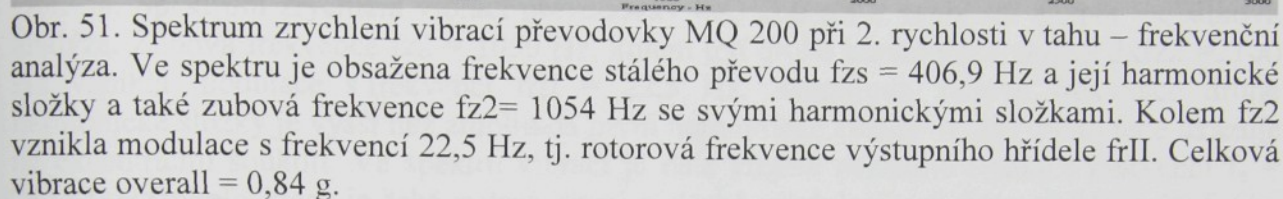
Obr. 48. ZOOM spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti v tahu – frekvenční analýza. Vznik modulae kolem 2. harmonické složky zubové frekvence $fz1=1101\text{Hz}$ s frekvencí $fm1=14.5\text{ Hz}$ tj. rotorová frekvence výstupního hřídele $frII$. Jsou vidět i $fm2$ a $fm3$. Kolem 5. harmonické složky zubové frekvence $fz1$ je také vidět modulae s frekvencí $14,5\text{ Hz}$. Analýza spektra potvrzuje závěru analýzy.

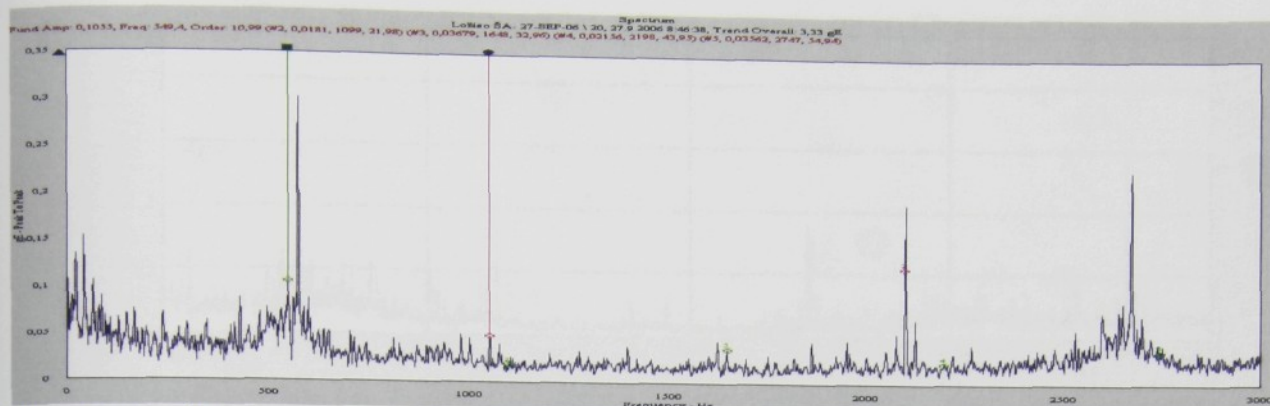


Obr. 49. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti nazpět – obálková analýza. Přítomnost zubové frekvence $fz1=549,4\text{ Hz}$ a jejích harmonických složek $2xfz1$, $3xfz1$, $4xfz1$, $5xfz1$. Celková vibrace overall = $3,578\text{ gE}$. Poplachová úroveň pro celkové vibrace ložiska je nevyhovující podle [44].



Obr. 50. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti nazpět - frekvenční analýza. Přítomnost zubové frekvence $fz1=549,4\text{Hz}$ a jejích harmonických složek $2xfz1$, $3xfz1$, $4xfz1$, $5xfz1$. Celková vibrace overall = $1,274\text{ g}$.





Obr. 54. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 2. rychlosti nazpět – obálková analýza. Zubová frekvence $f_{z2} = 1050$ Hz, kolem její druhé harmonické složky $2 \times f_{z2} = 2100$ Hz vznikla modulace s frekvencí $f_{rII} = 22,5$ Hz. Amplituda zubové frekvence druhé harmonické složky je vyšší než amplituda první harmonické složky o 297 %, to také ukazuje na excentricitu soukolí. Ve spektru vibrací je dále zřejmá neznámá složka s frekvencí $f_n = 2675,6$ Hz okolo které je také patrná první a druhá modulace s frekvencí $f_{rII} = 22,5$ Hz. Celková vibrace overall = 3,33gE. Poplachová úroveň pro celkové vibrace ložiska podle [44] je vyhovující.

6.1.2. Poškození valivého ložiska pastorku převodovky BB1–3155 sestava v brýlích

Byl použit stejně jako v předchozí kapitole standardní postup, zkušební stav Škoda. Měření pro analyzátor SKF bylo provedeno jako první, při shodném upnutí, při konstantních vstupních otáčkách na jednotlivých převodových stupních, které činily:

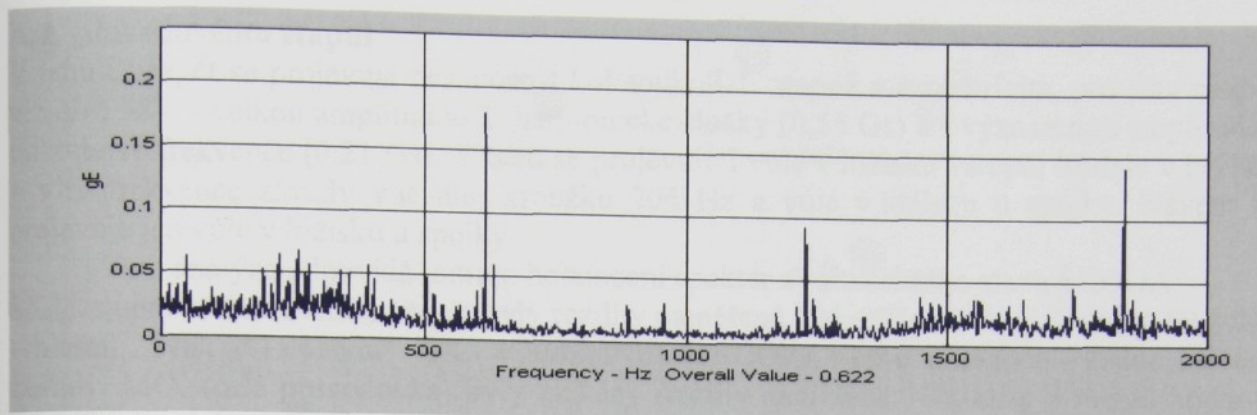
	Pro frekvenční analýzu		Pro obálkovou analýzu	
	TAH	ZPĚT	TAH	ZPĚT
1.stupeň	3077 min ⁻¹	3072 min ⁻¹	3082 min ⁻¹	3078 min ⁻¹
2.stupeň	4142 min ⁻¹	4140 min ⁻¹	4141 min ⁻¹	4136 min ⁻¹
3.stupeň	4018 min ⁻¹	4018 min ⁻¹	4020 min ⁻¹	4011 min ⁻¹
4.stupeň	4016 min ⁻¹	4016 min ⁻¹	4016 min ⁻¹	4019 min ⁻¹
5.stupeň	4014 min ⁻¹	4014 min ⁻¹	4004 min ⁻¹	4005 min ⁻¹

Výsledky měření

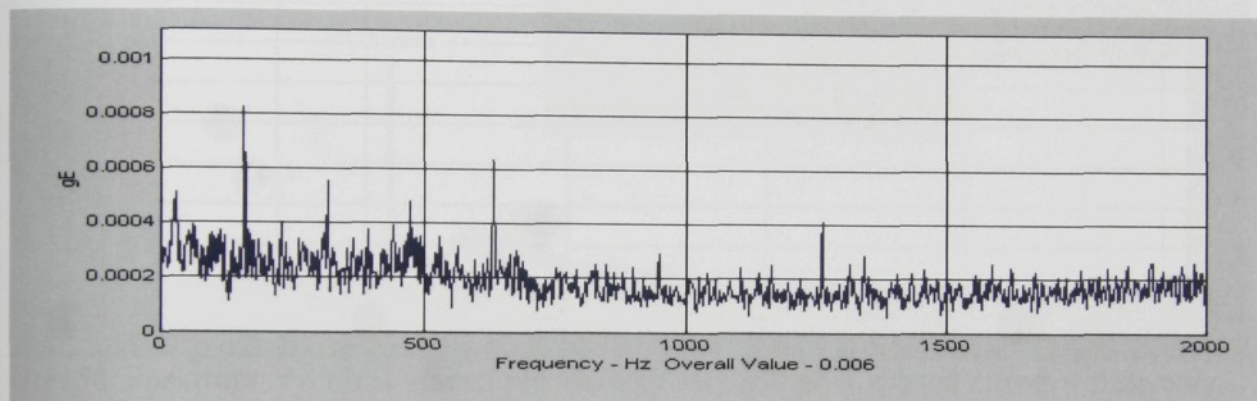
Ze spekter obálek vibrací lze podrobněji identifikovat stav poškození valivých ložisek. V případě poškození na vnitřním nebo na vnějším kroužku ložiska vzniknou kolem f_{Li} nebo f_{Lo} postranní pásma s frekvencí f_r . V případě poškození na valivém tělísku jsou postranní pásma kolem f_{Lv} s frekvencí f_{Lk} . V případě poškození klece vznikne první harmonická složka s frekvencí klece f_{Lk} , její amplituda by mohla být hodně nízká. $2f_k$, $3f_k$, $4f_k$ mají vyšší amplitudu.

Z výsledku výpočtu frekvencí vychází pro poškození vnějšího kroužku ložiska pastorku umístěného v „brýlích“ frekvence 212 Hz.

Z obálky zrychlení vibrací byla zjištěna při frekvenci 212 Hz amplituda cca 0,073 gE. Další zjištěná frekvence 424 Hz, je 2. harmonické poškození vnějšího kroužku s amplitudou 0,05 gE. Kolem ní vznikly modulace v rozmezí $f_r = 16$ Hz (tj. rotorová frekvence diferenciálu).

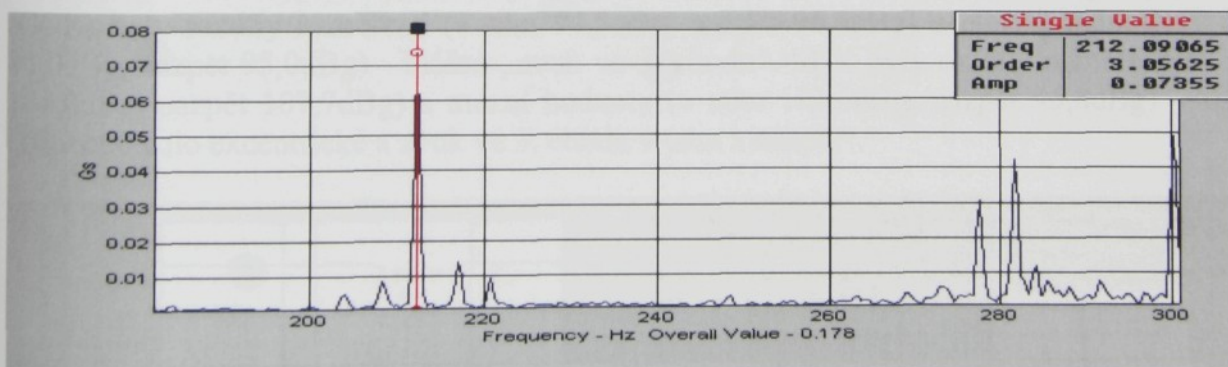


Obr. 55. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti v tahu – obálková analýza – před výměnou valivého ložiska.



Obr. 56. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. rychlosti v tahu – obálková analýza - po výměně valivého ložiska.

Velikosti amplitud a výskyt modulace signalizují poškození ložiska pastorku umístěného v „brýlích“. Po jeho výměně se snížilo celkové efektivní zrychlení vibrací z 0,622 g_E na 0,006 g_E , tj. cca o 99%. Také se snížila amplituda frekvence poškození vnějšího kroužku ložiska pastorku z 0,073 g_E na 0,0003 g_E , tj. cca 41%. Amplituda druhé harmonické složky poškození vnějšího kroužku 0,05 g_E se snížila na 0,0002 a zánik modulace v rozmezí $f_r = 16$ Hz.



Obr. 57. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 2. rychlosti v tahu. Frekvenční analýza – Frekvence poškození vnějšího kroužku ložiska f_{Lo} (2. rychlosti) je 212.1 Hz.

Později byla provedena další doplňková měření této převodovky a opakovaně frekvenční analýza a obálková analýza. Metody měření potvrdily, že zde začíná poškození ložiska pastorku, které je uloženo v „brýlích“. Ukazuje to názorně obrázek 57, kde jsou uvedeny frekvence vnějšího kroužku s dvěma modulacemi v rozmezí f_r a $2f_r$.

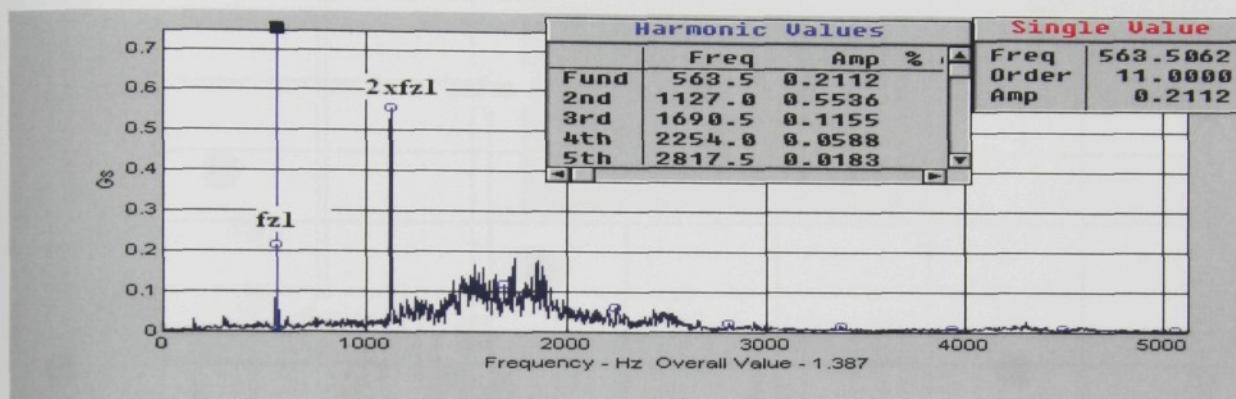


K 1. převodovému stupni

V tahu i nazpět se projevuje nesouosost kol soukolí 1. stupně a excentricita, pro stav nazpět viz obr. 58 – s velkou amplitudou 2. harmonické složky (0,55 Gs) a s významnou amplitudou od zubové frekvence (0,21 Gs). V tahu se projevuje i vůle v ložisku vstupní hřídele v brýlích – vliv frekvence závady vnějšího kroužku 204 Hz a vůle v ložisku u spojky. Nazpět se projevuje jen vůle v ložisku u spojky.

Tato analýza odpovídá tomuto hodnocení spekter ze zkušebního stavu ŠKODA:

SK1 vstupní hřídel (PRIM) nazpět byly rozdíly naměřené 104,4dBg a mezní hodnoty 99,8dBg - hlášen „zvuk v 1. chodu“. SK3 výstupní hřídel (COR) v tahu a nazpět - žádné hlášené závady. MIX (celá převodovka) byly zjištěny rozdíly naměřené 105,0dBg a mezní hodnoty 96,2dBg (v tahu a nazpět) - hlášen „zvuk v 1. chodu“.



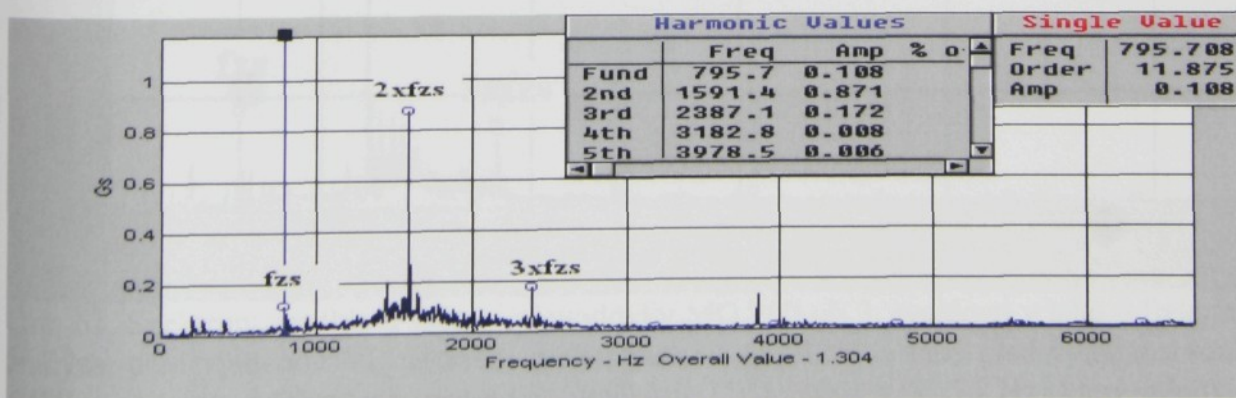
Obr. 58. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 1. stupeň nazpět – frekvenční analýza.

K 3. převodovému stupni

Obrázek 59 ukazuje na výrazně velkou amplitudu $2f_z$ pastorku 0,87 Gs a významnou amplitudu od zubové frekvence (0,1 Gs) a poukazuje tak na vliv nesouososti a excentricity u stálého převodu. Projevuje se i vůle v ložisku vstupní hřídele v brýlích – vliv frekvence závady vnějšího kroužku 204 Hz a vůle v ložisku v brýlích na pastorku.

Tato analýza odpovídá tomuto hodnocení spekter ze zkušebního stavu ŠKODA:

SK1 vstupní hřídel (PRIM) v tahu a nazpět - žádné hlášené závady. SK3 výstupní hřídel (COR) byly rozdíly naměřené (v tahu 94,5dBg, nazpět 96,6dBg) a mezní hodnoty (v tahu 86,0dBg, nazpět 95,0dBg) - hlášen „zvuk ve 3. chodu“. MIX byly rozdíly naměřené (v tahu 104,0dBg, nazpět 107,7dBg) a mezní hodnoty (v tahu 101,3dBg, nazpět 95,8dBg) - hlášen „ozubené kolo excentrické a zvuk ve 3. chodu v tahu a nazpět“.



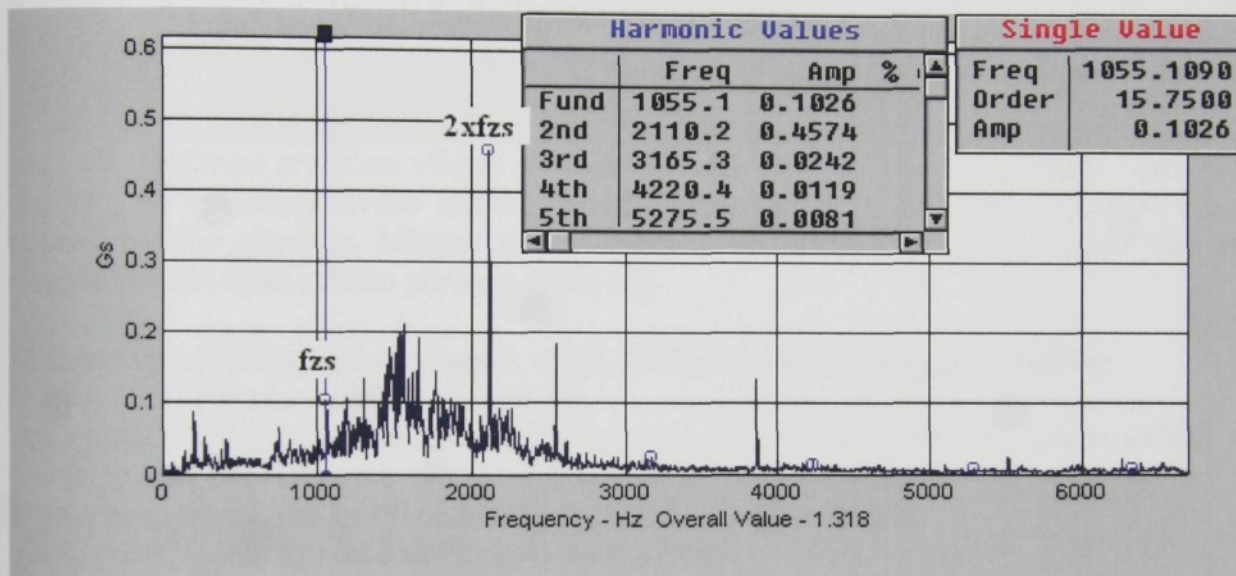
Obr. 59. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 3. stupeň nazpět – frekvenční analýza.

K 4. převodovému stupni

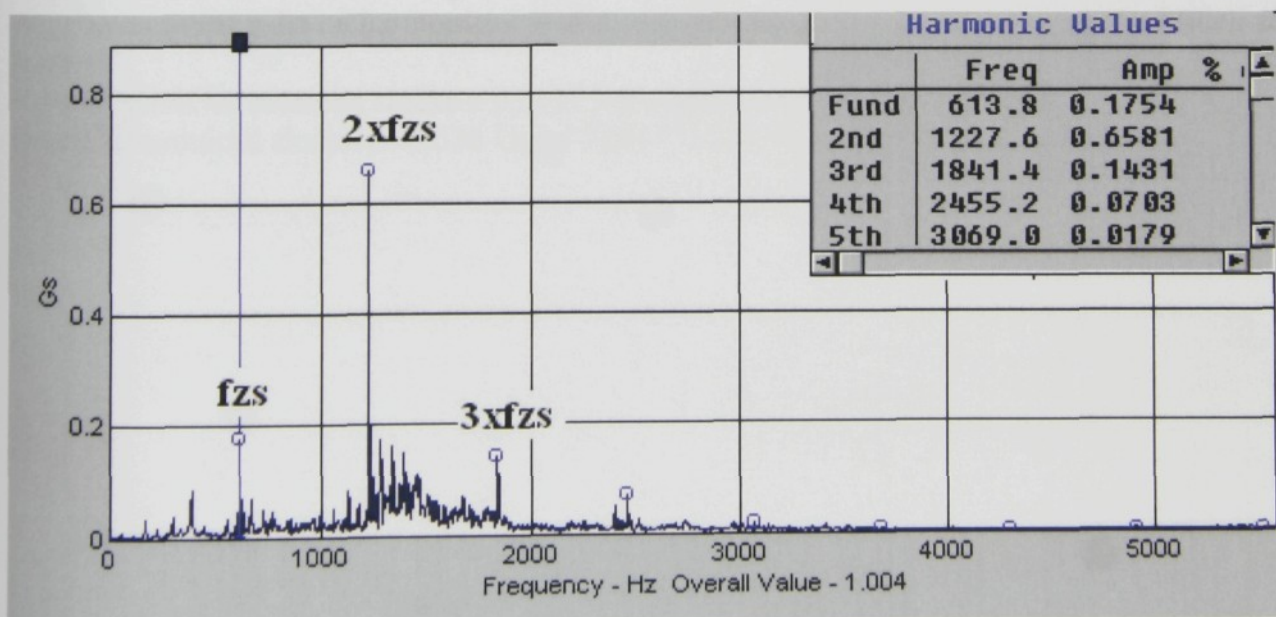
Obr. 60 ukazuje na výrazně velkou amplitudu $2f_z$ pastorku 0,46 Gs a významnou amplitudu od f_z (0,1 Gs) a poukazuje tak na vliv nesouososti a excentricity. Projevuje se i vůle v ložisku vstupní hřídele v brýlích – vliv $f_{L0}=205$ Hz a vůle v ložisku u spojky.

Tato analýza odpovídá tomuto hodnocení spekter ze zkušebního stavu ŠKODA:

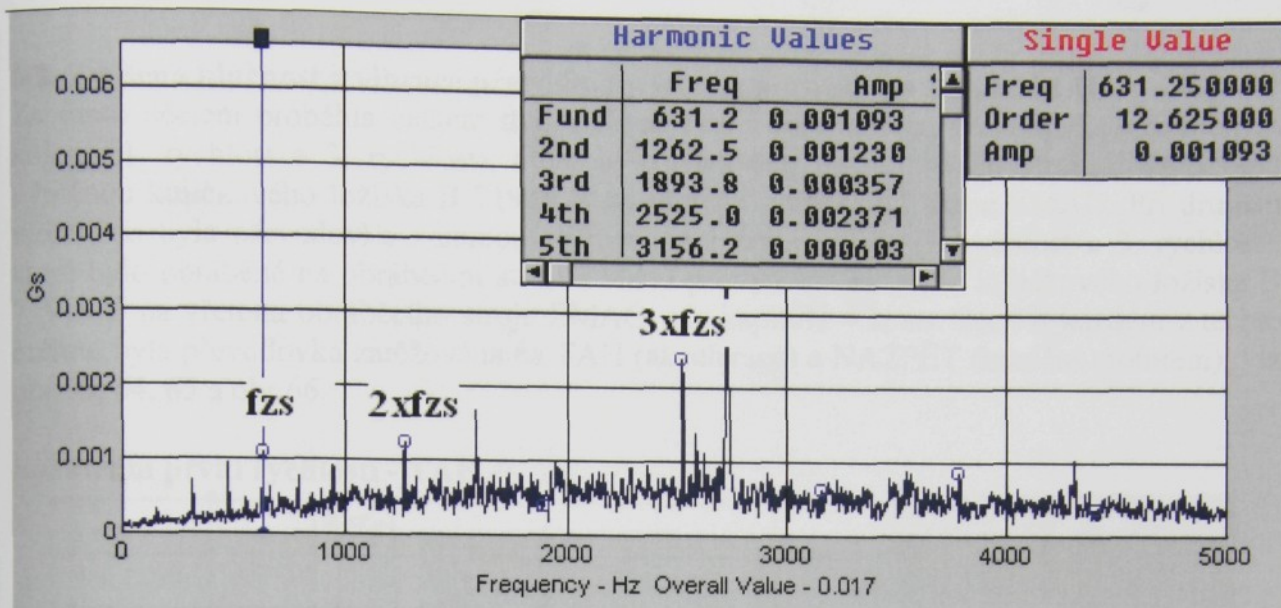
SK1 vstupní hřídel (PRIM) v tahu a nazpět - žádné hlášené závady. SK3 výstupní hřídel (COR) byly rozdíly naměřené (v tahu 94,5dBg, nazpět 97,3dBg) a mezní hodnoty (v tahu 88,3dBg, nazpět 95,2dBg) - hlášen „zvuk ve 4. chodu v tahu a nazpět“. MIX v tahu nebyly závady. MIX nazpět byly rozdíly naměřené 107,9dBg a mezní hodnoty 105,1dBg - hlášen „zvuk ve 4. chodu“.



Obr. 60. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 4. stupni nazpět – frekvenční analýza.



Obr. 61. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 3. rychlosti v tahu – frekvenční analýza, před výměnou VL pastorku umístěného v „brýlích“ a také před výměnou soukolí stálého převodu. Měřeno při vstupních otáčkách $3105 \text{ min}^{-1} = 51,75 \text{ Hz}$, které odpovídají frekvenci stálého převodu 613,8 Hz.



Obr. 62. Spektrum zrychlení vibrací převodovky MQ 200 při 3. rychlosti v tahu – frekvenční analýza, po výměně valivého ložiska pastorku umístěného v „brýlích“ a také po výměně soukolí stálého převodu. Měřeno při vstupních otáčkách $3193 \text{ min}^{-1} = 53,217 \text{ Hz}$, které odpovídají frekvenci stálého převodu 631,2 Hz.

Celkové efektivní zrychlení vibrací, např. při 3.převodovém stupni se snížilo:

V tahu: z 1,004Gs na 0,017Gs, tj. o 98,5%.

Amplituda první a druhé harmonické složky zubové frekvence stálého převodu se snížila:

První harmonická složka z 0,175 Gs na 0,001 Gs, tj. cca o 99,5%.

Druhá harmonická složka z 0,658 Gs na 0,0012 Gs, tj. cca o 99,8%.

Třetí, čtvrtá, harmonické složky byly také sníženy.

Celkové efektivní zrychlení vibrací, např. při 1.převodovém stupni se snížilo:

Nazpět: z 1,387Gs na 0,013Gs, tj. o 99%.

Amplituda první a druhé harmonické složky zubové frekvence soukolí na vstupním hřídeli se snížila:

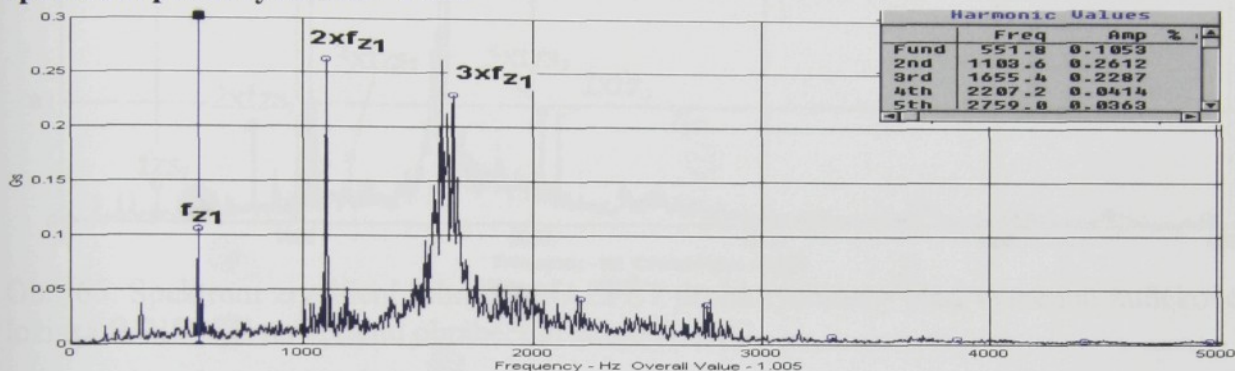
Nazpět: první harmonická složka z 0,2112 Gs na 0,0041 Gs, tj. cca o 98,3%.

Druhá harmonická složka z 0,5536 Gs na 0,0031 Gs, tj. cca o 99,5%.

6.2. Zvýšená hlučnost a vibrace převodovky vlivem poruchy na stroji EMAG

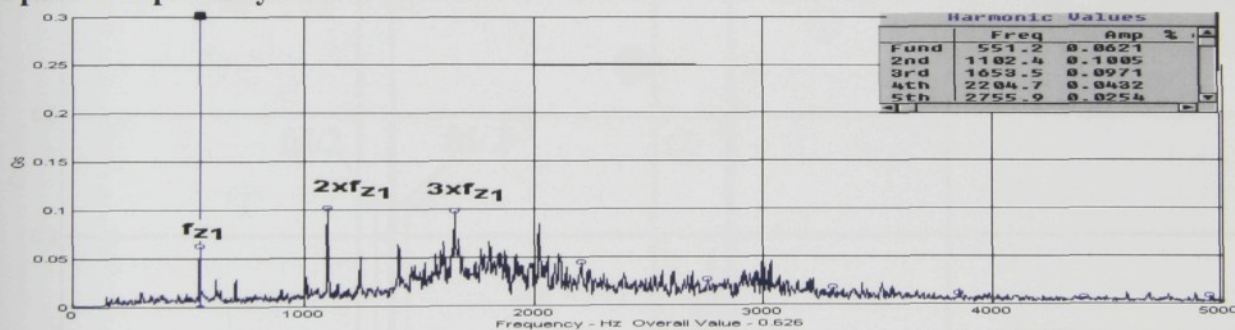
Za tímto účelem proběhla celkem dvě měření. První byla měřena převodovka s ozubeným kolem (1. rychlost a 3. rychlost), které bylo obráběné na obráběcím stroji EMAG před výměnou kuličkového ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG. Při druhém měření to byla převodovka s namontovaným ozubeným kolem (1. rychlost a 3. rychlost), které bylo obráběné na obráběcím stroji EMAG po výměně valivého kuličkového ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG, viz kapitola 4.2, str. 26. Při každém z těchto měření byla převodovka zatěžována na TAH (akcelerace) a NAZPĚT (brzdění motorem), viz obr.63, 64, 65 a obr.66.

Spektrum první rychlosti - TAH



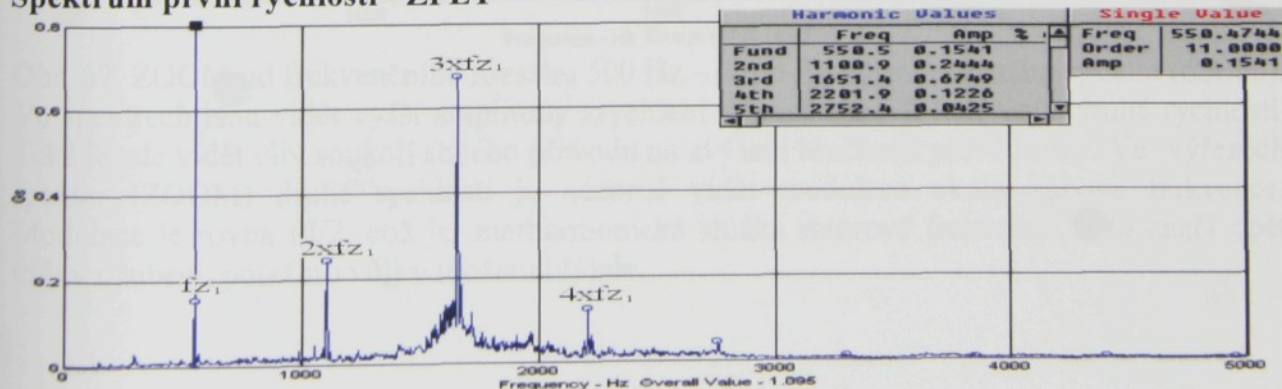
Obr. 63. Spektrum zrychlení vibrací - TAH první rychlost – před výměnou kuličkového ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG.

Spektrum první rychlosti - TAH



Obr. 64. Spektrum zrychlení vibrací - TAH první rychlost – po výměně valivého ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG.

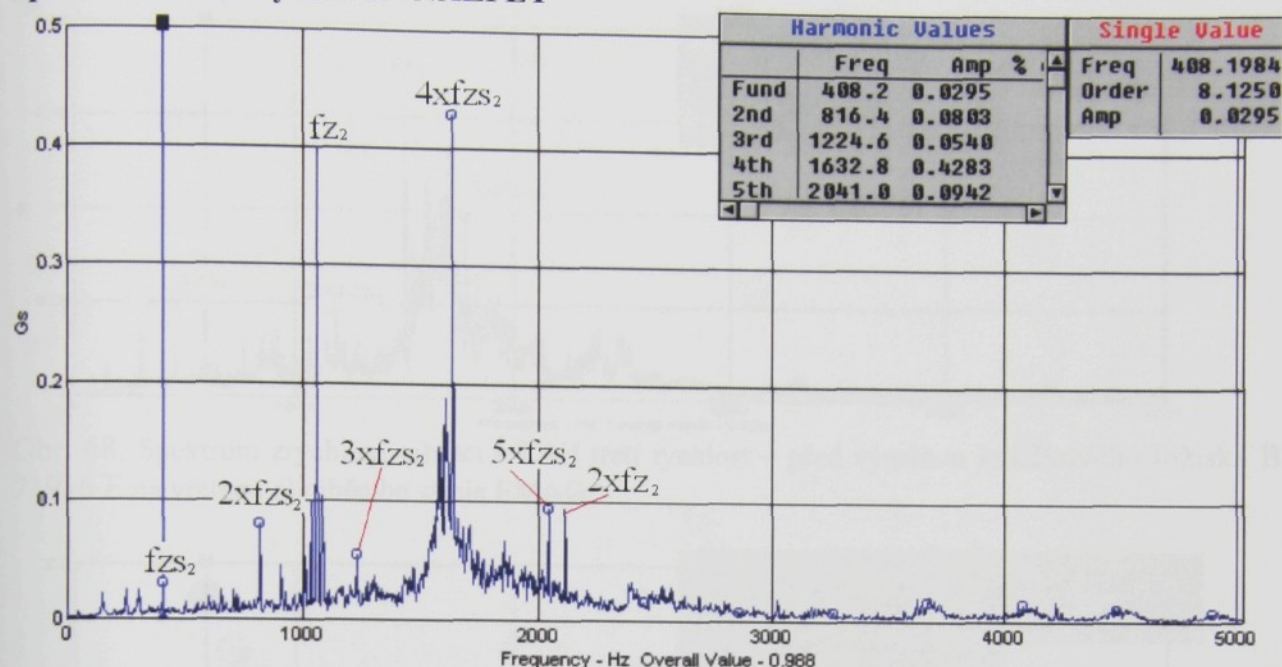
Spektrum první rychlosti - ZPĚT



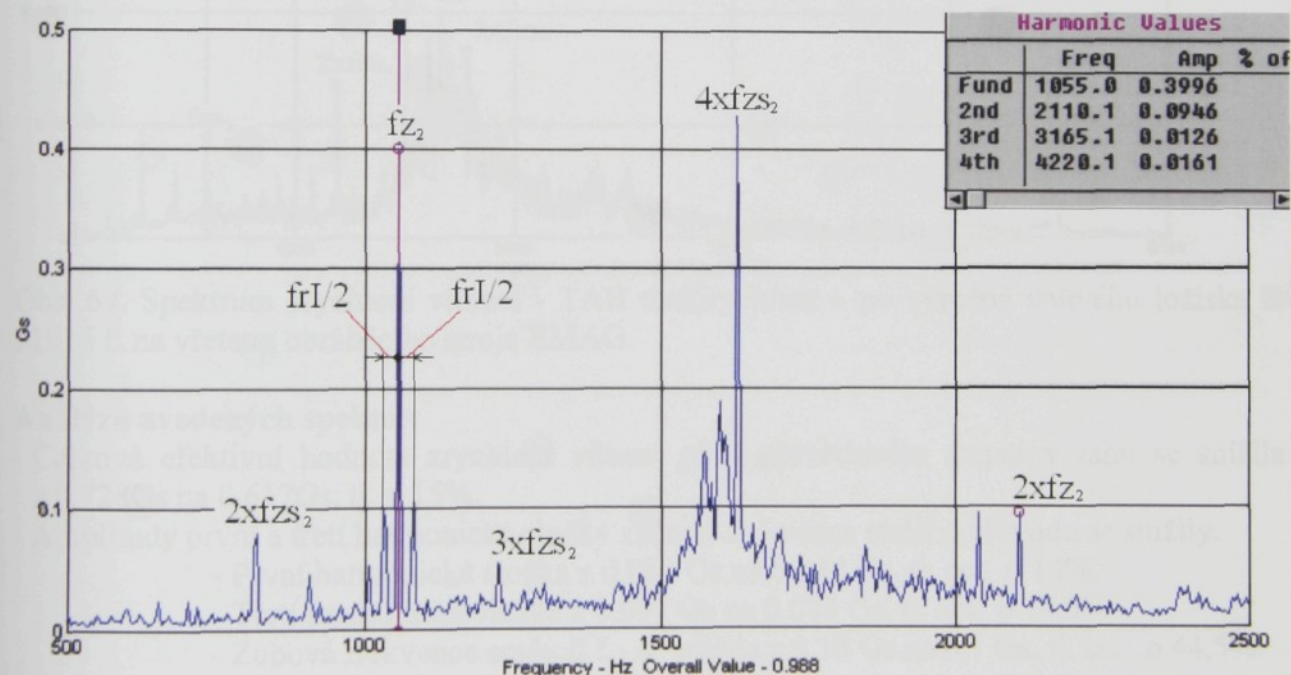
Obr. 65. Spektrum zrychlení vibrací - NAZPĚT první rychlost – před výměnou kuličkového ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG.



Spektrum druhé rychlosti - NAZPĚT



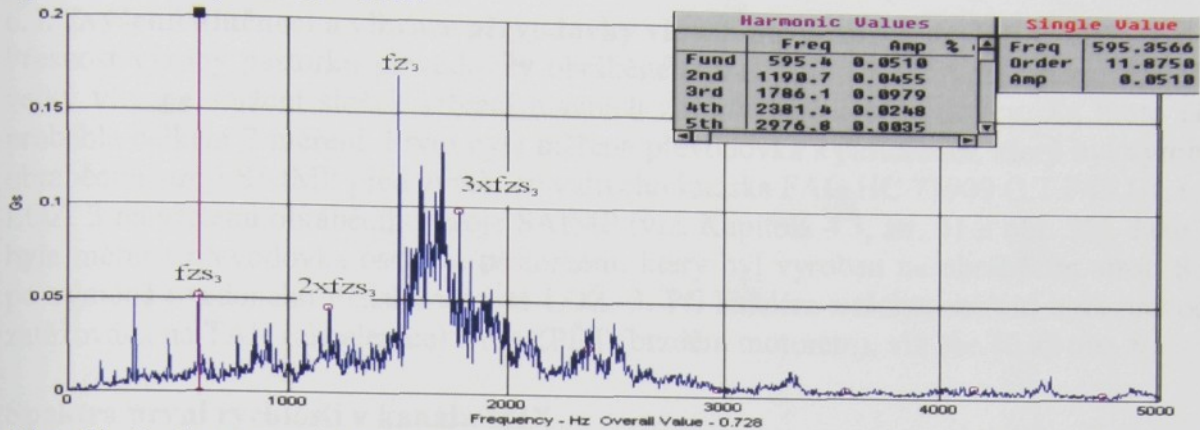
Obr. 66. Spektrum zrychlení vibrací - NAZPĚT druhá rychlost - před výměnou kuličkového ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG.



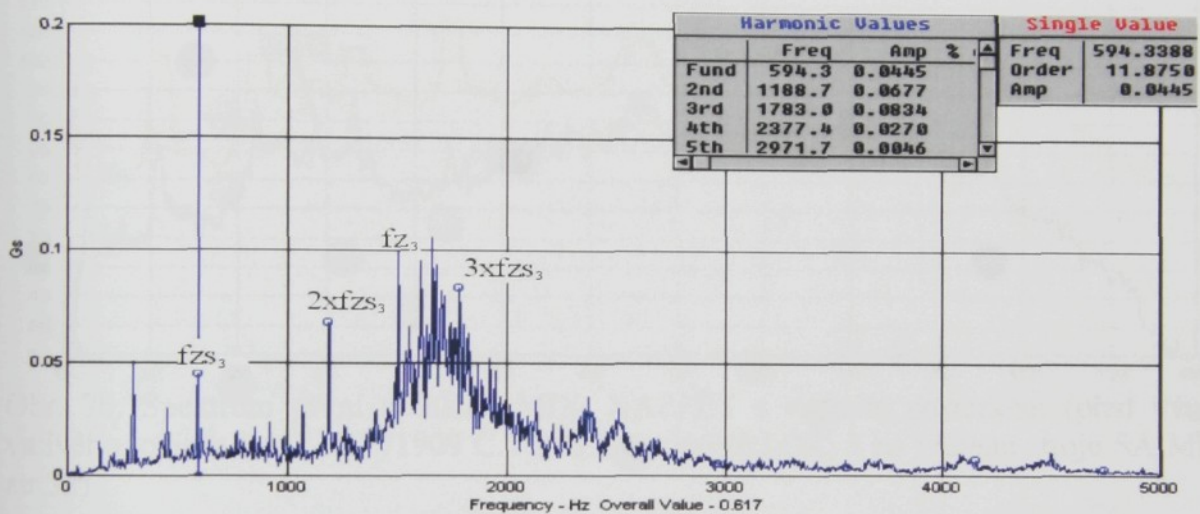
Obr. 67. ZOOM od frekvenčního rozsahu 500 Hz – 2500 Hz výše uvedeného spektra (obr.66). Ve spektrech jsou vidět vyšší amplitudy zrychlení vibrací zubové frekvence druhé rychlosti. Také je zde vidět vliv soukolí stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky. Ve výřezech spekter (ZOOM) druhé rychlosti je názorně vidět modulace okolo zubové frekvence. Modulace je rovna $f_{r/2}$, což je interharmonická složka rotorové frekvence, a to značí opět vůli v ozubení, potažmo vůli v uložení hřídele.



Spektra třetí rychlosti - TAH



Obr. 68. Spektrum zrychlení vibrací - TAH třetí rychlost – před výměnou kuličkového ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG.



Obr. 69. Spektrum zrychlení vibrací - TAH třetí rychlost – po výměně valivého ložiska B 71916 E na vřetenu obráběcího stroje EMAG.

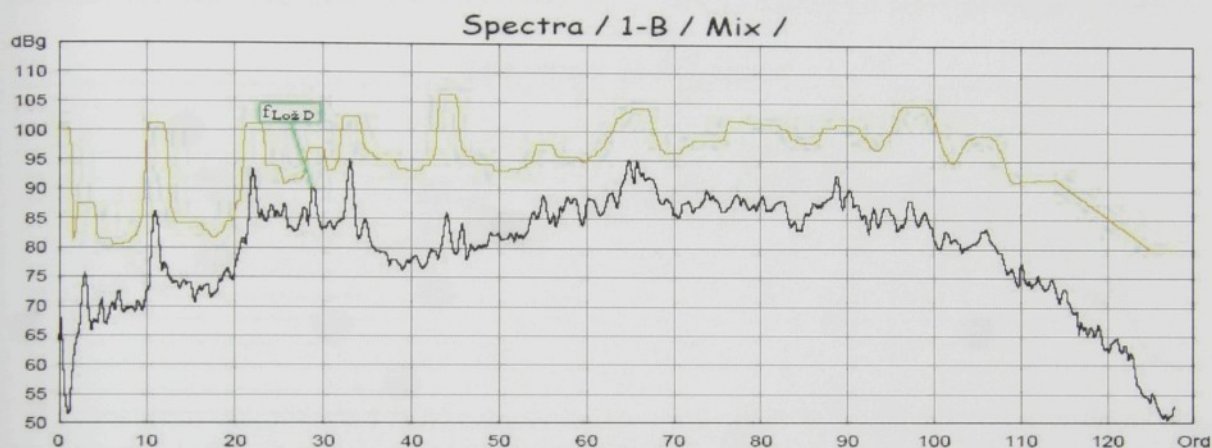
Analýza uvedených spekter:

- Celková efektivní hodnota zrychlení vibrací při 3.převodovém stupni v tahu se snížila z 0,728Gs na 0,617Gs, tj. o 15%.
- Amplitudy první a třetí harmonické složky zubové frekvence stálého převodu se snížily:
 - První harmonická složka z 0,051 Gs na 0,044 Gs, tj. cca o 14%.
 - Třetí harmonická složka z 0,097 Gs na 0,083 Gs, tj. cca o 14,5%.
 - Zubová frekvence soukolí f_{z3} se snížila z 0,18 Gs na 0,1 Gs, tj. cca o 44,5%.
- Druhá harmonická složka se zvýšila z 0,0455 Gs na 0,067 Gs, tj. cca o 47%.
- Celková efektivní hodnota zrychlení vibrací při 1.převodovém stupni v tahu se snížila z 1,005Gs na 0,626Gs, tj. o 38%.
- Amplitudy první, druhé a třetí harmonické složky zubové frekvence soukolí na vstupním hřídeli se snížily:
 - V tahu: první harmonická složka z 0,105 Gs na 0,062 Gs, tj. cca o 41%.
 - Druhá harmonická složka z 0,261 Gs na 0,1 Gs, tj. cca o 62%.
 - Třetí harmonická složka z 0,228 Gs na 0,097 Gs, tj. cca o 57,5%.
- Pokles velikostí amplitud a zánik modulační složky rotorové frekvence $f_r/2$ u druhé rychlosti nazpět.

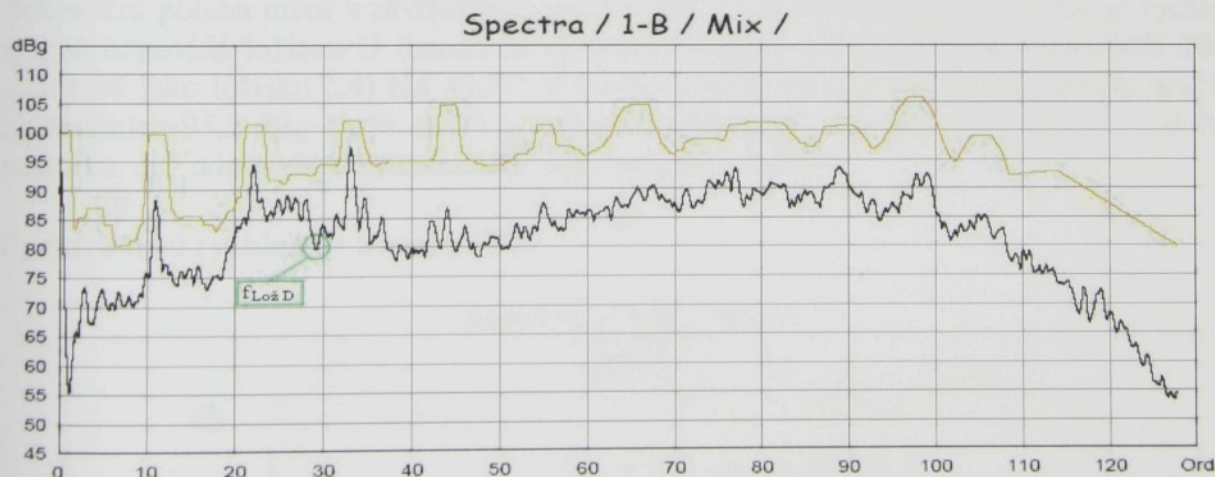
6.3. Zvýšená hlučnost a vibrace převodovky vlivem poruchy na stroji SAIMP

Presnost výroby pastorku převodovky obráběného ve firmě ŠKODA na brusce SAIMP má velký vliv na snížení složek vibrací hlavních zdrojů buzení převodovky. Za tímto účelem proběhla celkem 2 měření. První byla měřena převodovka s pastorkem, který byl vyroben na obráběcím stroji SAIMP před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP (viz. Kapitola 4.3, str. 31 a obr. 32). Jako druhá byla měřena převodovka osazená pastorkem, který byl vyroben na obráběcím stroji SAIMP po výměně uvedeného ložiska v místě LOŽ. 3. Při každém z těchto měření byla převodovka zatěžována na TAH (akcelerace) a NAZPĚT (brzdění motorem), viz obr.70 až obr. 87.

Spektra první rychlosti v kanálu MIX



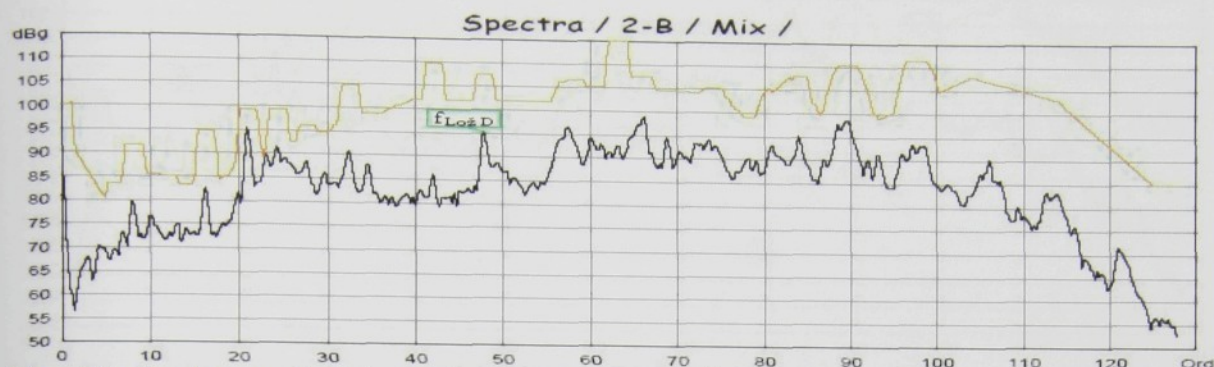
Obr. 70. Spektrum první rychlosti MIX, NAZPĚT s vadným pastorkem (před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu stroje SAIMP, viz str.32).



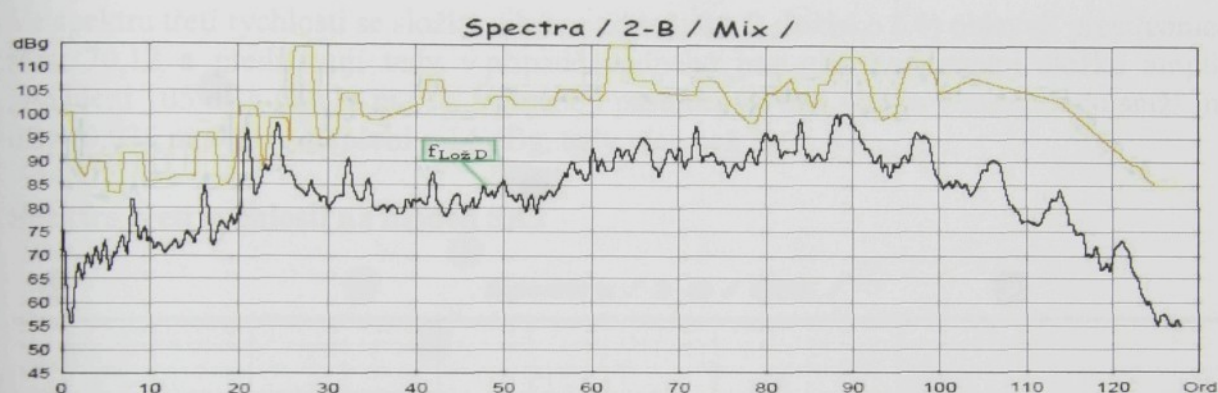
Obr. 71. Spektrum první rychlosti MIX, NAZPĚT s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

Ložisko D (označené na kinematickém schématu převodovky MQ 200 na straně 39 jako ložisko č.4), které je nasazeno na průměru pastorku 32h5 (obráběn bruskou SAIMP), je ve spektrech první rychlosti reprezentováno řádem 29,09 (udáno v podkladech firmy ŠKODA). Výměnou vadného pastorku za dobrý se sníží velikost amplitudy zrychlení v tomto řádu z 90 dBg ($0,0316 \text{ m.s}^{-2}$) na 80dBg ($0,01 \text{ m.s}^{-2}$), tj. o 10 dB, tedy více než 3x. Přepočet je proveden podle vzorce na straně 41.

Spektra druhé rychlosti v kanálu MIX



Obr. 72. Spektrum druhé rychlosti MIX, NAZPĚT s vadným pastorkem (před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu stroje SAIMP).



Obr. 73. Spektrum druhé rychlosti MIX, NAZPĚT s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

Protože se jedná o ložisko nasazené na výstupním hřídeli (SK2), v kanálu MIX se jeho frekvenční poloha mění v závislosti na zařazeném převodovém stupni. Pro druhý rychlostní stupeň odpovídá ložisku D (označené na kinematickém schématu převodovky MQ 200 na straně 39 jako ložisko č.4) řád 49,97. V tomto řádu se zmenší velikost amplitudy zrychlení z původních 95,5 dBg ($0,06 \text{ m.s}^{-2}$) u vadného pastorku na 85 dBg ($0,017 \text{ m.s}^{-2}$) u dobrého pastorku, což odpovídá zlepšení o 10,5 dBg, tedy více než 3x.

Spektra třetí rychlosti v kanálu MIX



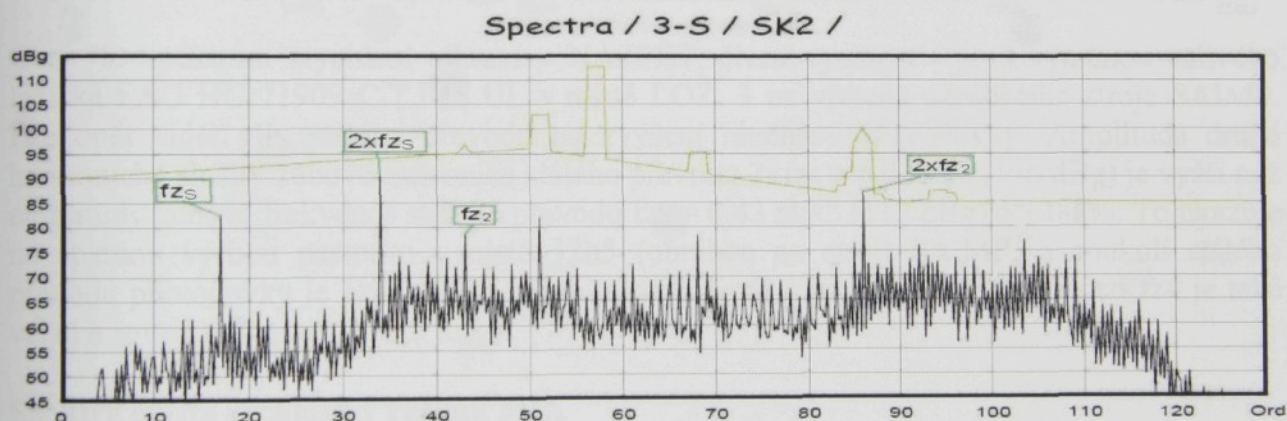
Obr. 74. Spektrum třetí rychlosti MIX, NAZPĚT s vadným pastorkem (před výměnou VL FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).



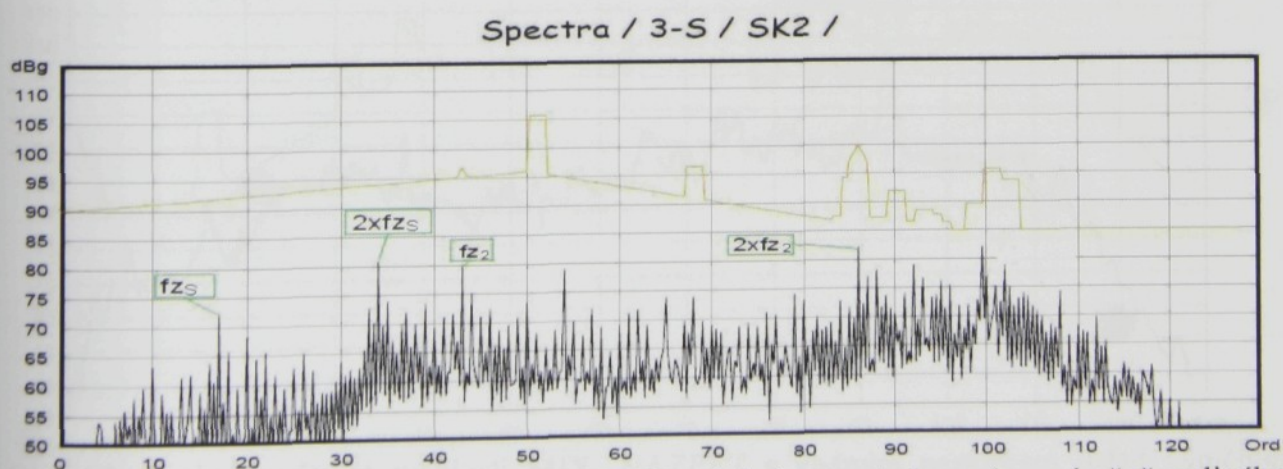
Obr. 75. Spektrum třetí rychlosti MIX, NAZPĚT s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

Ve spektru třetí rychlosti se složky vibrace od ložiska D (ložisko č.4) objevují prostřednictvím řádu 70,12 a představují tedy v případě vadného pastorku dominantní složku amplitudy zrychlení 105 dBg ($0,178 \text{ m.s}^{-2}$). Výměnou pastorku se tato složka v tomto řádu sníží na 91 dBg ($0,035 \text{ m.s}^{-2}$), tj. zlepšení o 14 dBg, tedy více než 5x.

Spektra třetí rychlosti na hřídeli SK2



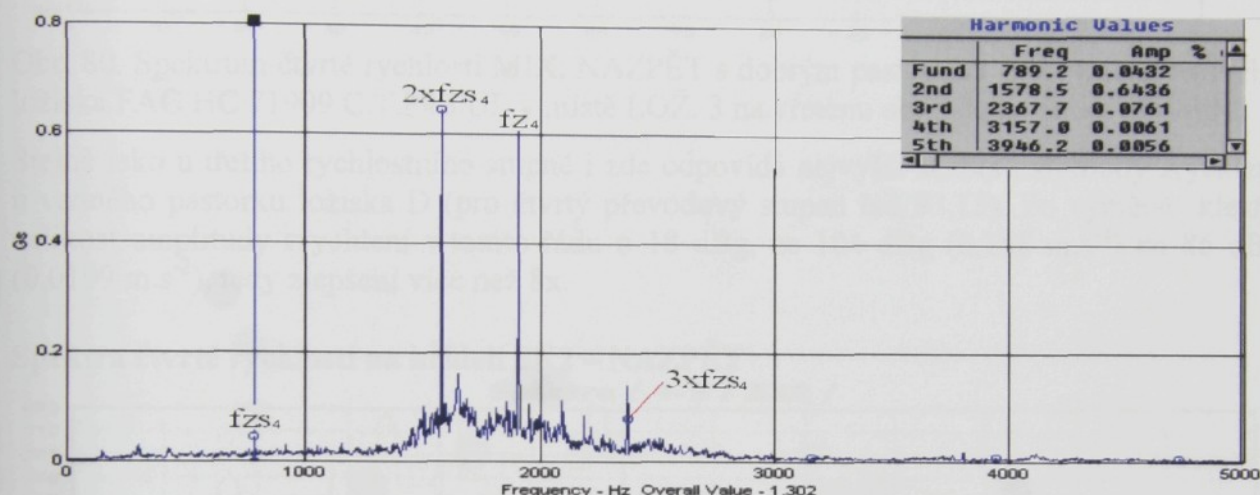
Obr. 76. Spektrum třetí rychlosti SK2, TAH s vadným pastorkem (před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).



Obr. 77. Spektrum třetí rychlosti SK2, TAH s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

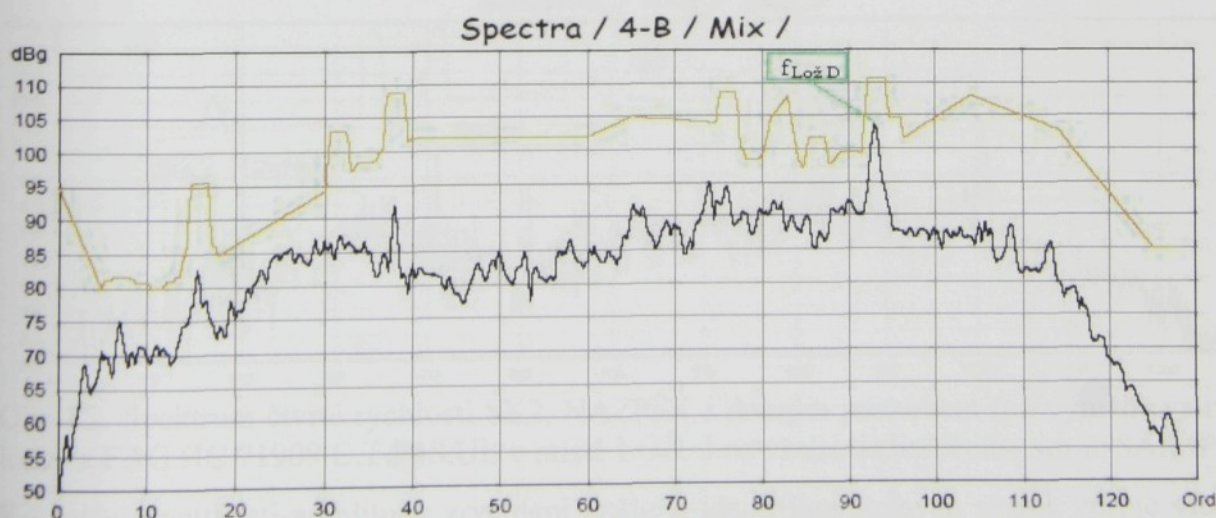
Na 43. řádu spektra (zubová frekvence soukolí 3. rychlosti) došlo výměnou pastorku k nepatrnému zvýšení velikosti amplitudy zrychlení z 78 dBg ($7,9 \cdot 10^{-3} \text{ m.s}^{-2}$) na 79 dBg ($8,91 \text{ m.s}^{-2}$). Podstatně se však snížila velikost amplitudy zrychlení stálého převodu, který je charakterizován 17. řádem z 83 dBg ($0,014 \text{ m.s}^{-2}$) na 73 dBg ($4,46 \cdot 10^{-2} \text{ m.s}^{-2}$), tj. zlepšení o 10 dBg, tedy více než 3x, a druhou harmonickou složkou na 34. řádu z 90 dBg ($0,0316 \text{ m.s}^{-2}$) na 81 dBg ($0,011 \text{ m.s}^{-2}$), tj. zlepšení o 9 dBg, tedy méně než 3x.

Spektrum čtvrté rychlosti – ZPĚT

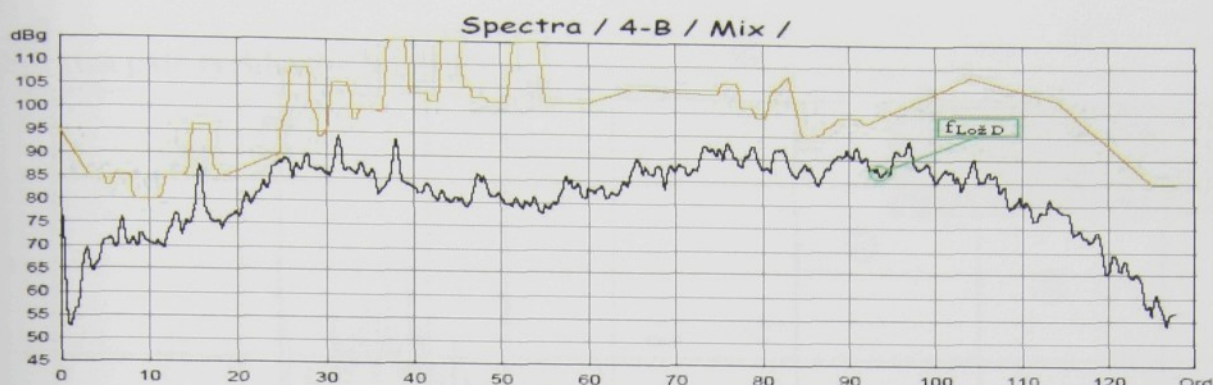


Obr. 78. Spektrum zrychlení vibrací – NAZPĚT, čtvrtá rychlost - před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP. Lze opět vidět vliv stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky. Amplituda druhé harmonické složky zubové frekvence stálého převodu $2xfzs = 6,4 \text{ m.s}^{-2}$ (136 dBg) je vyšší než amplitudy zubové frekvence stálého převodu $fzs = 0,43 \text{ m.s}^{-2}$ (112 dBg) o 1388%. To ukazuje na špatnou výrobu pastorku v místě 32h5 (obráběn na stroji SAIMP) a soukolí stálého převodu převodovky je excentrické. Amplituda zubové frekvence čtvrté rychlosti $fz4$ je také velká a rovná se 6 m.s^{-2} (135,5 dBg).

Spektra čtvrté rychlosti v režimu MIX



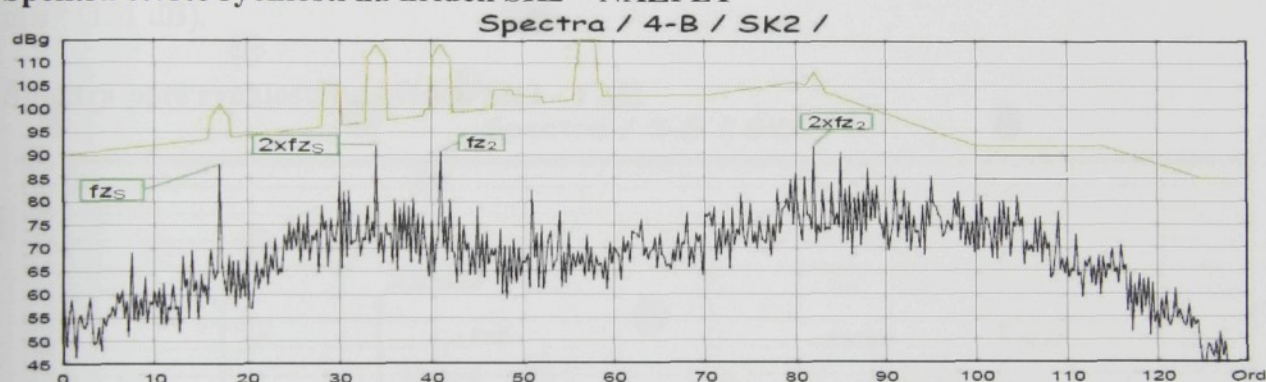
Obr. 79. Spektrum čtvrté rychlosti MIX, NAZPĚT s vadným pastorkem (před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu stroje SAIMP).



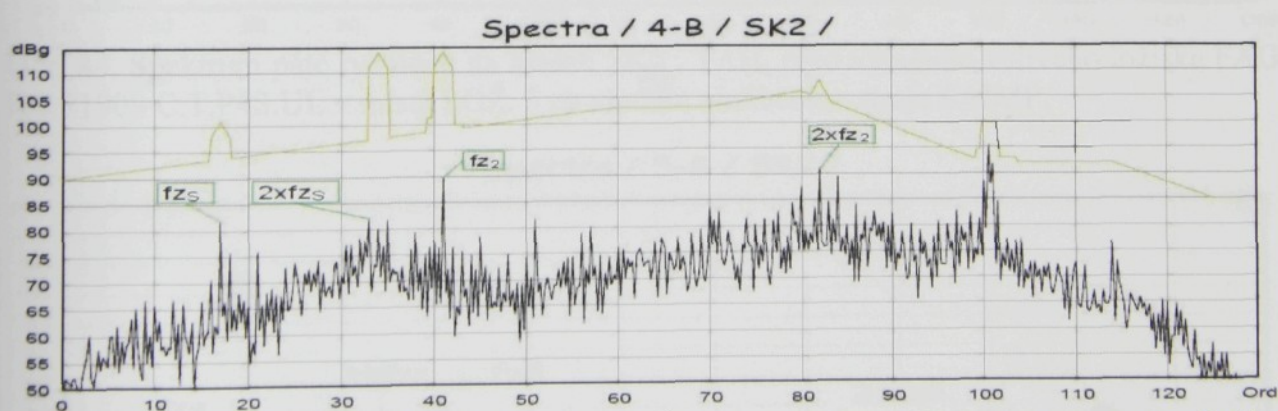
Obr. 80. Spektrum čtvrté rychlosti MIX, NAZPĚT s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

Stejně jako u třetího rychlostního stupně i zde odpovídá nejvyšší složka amplitudy zrychlení u vadného pastorku ložiska D (pro čtvrtý převodový stupeň řád 93,15). Po výměně klesne velikost amplitudy zrychlení v tomto řádu o 18 dBg, ze 104 dBg ($0,158 \text{ m.s}^{-2}$) na 86 dBg ($0,0199 \text{ m.s}^{-2}$), tedy zlepšení více než 8x.

Spektra čtvrté rychlosti na hřídeli SK2 – NAZPĚT



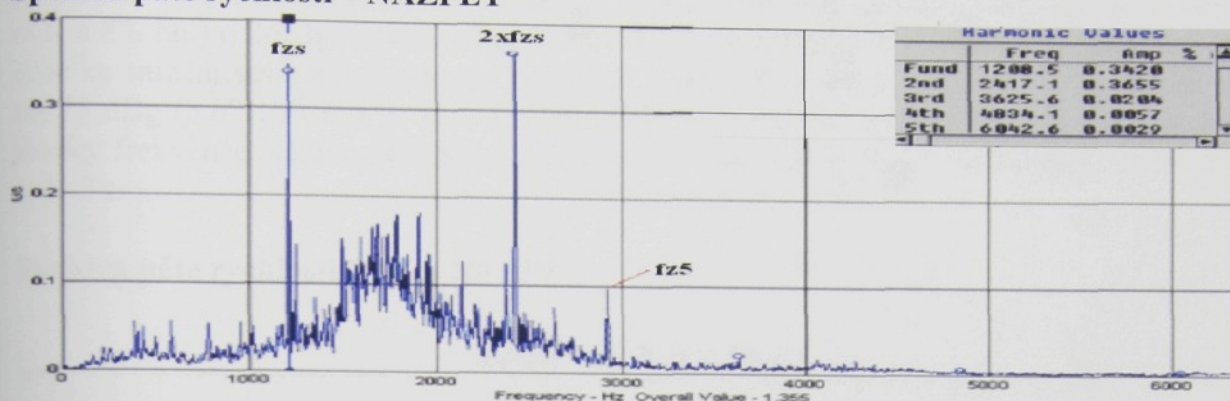
Obr. 81. Spektrum čtvrté rychlosti SK2, NAZPĚT s vadným pastorkem (před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).



Obr. 82. Spektrum čtvrté rychlosti SK2, NAZPĚT s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

Ke snížení velikosti amplitudy zrychlení došlo u identifikovatelných složek zdroje vibrace, kterými jsou zubová frekvence soukolí čtvrtého stupně (41. řád) z 92 dBg ($0,04 \text{ m.s}^{-2}$) na 89 dBg ($0,028 \text{ m.s}^{-2}$), tedy 1,5x. Její druhá harmonická složka (82. řád) z 93 dBg ($0,044 \text{ m.s}^{-2}$) na 91 dBg ($0,035 \text{ m.s}^{-2}$), tedy více než 1x. O 5 dBg se pak snížila velikost amplitudy zrychlení stálého převodu na 17. řádu z 88 dBg ($0,025 \text{ m.s}^{-2}$) na 83 dBg ($0,014 \text{ m.s}^{-2}$), tedy 1,8x.

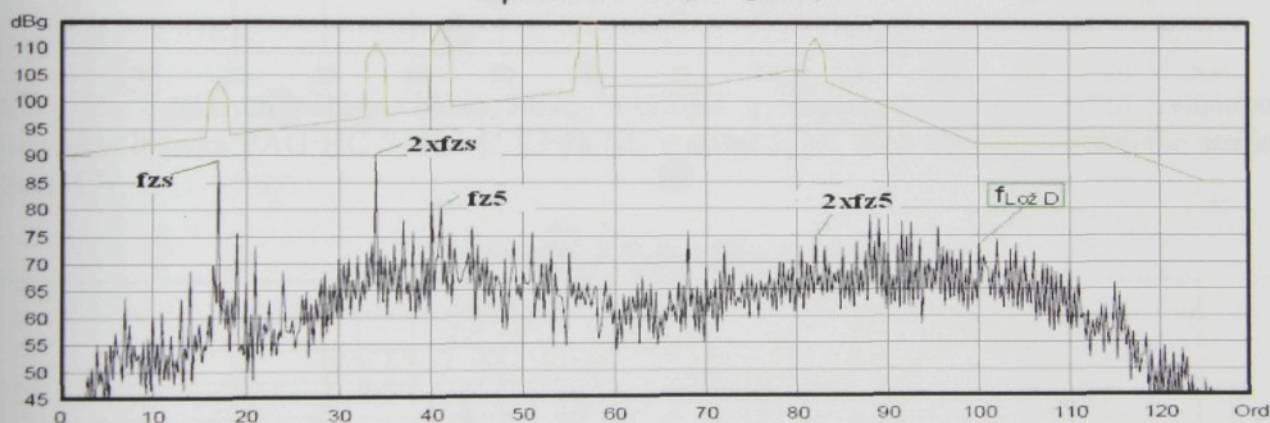
Spektra páte rychlosti – NAZPĚT



Obr. 83. Spektrum zrychlení vibrací – NAZPĚT, páta rychlost – před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP. Lze opět vidět vliv stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky v této frekvenci. Amplituda složky zubové frekvence páte rychlosti soukolí fz5 je 9 m.s^{-2} (139 dBg). Amplituda první harmonické složky zubové frekvence stálého převodu fzs je $3,4 \text{ m.s}^{-2}$ (130,6 dBg). Amplituda druhé harmonické složky zubové frekvence stálého převodu 2xfzs je $3,6 \text{ m.s}^{-2}$ (131 dB).

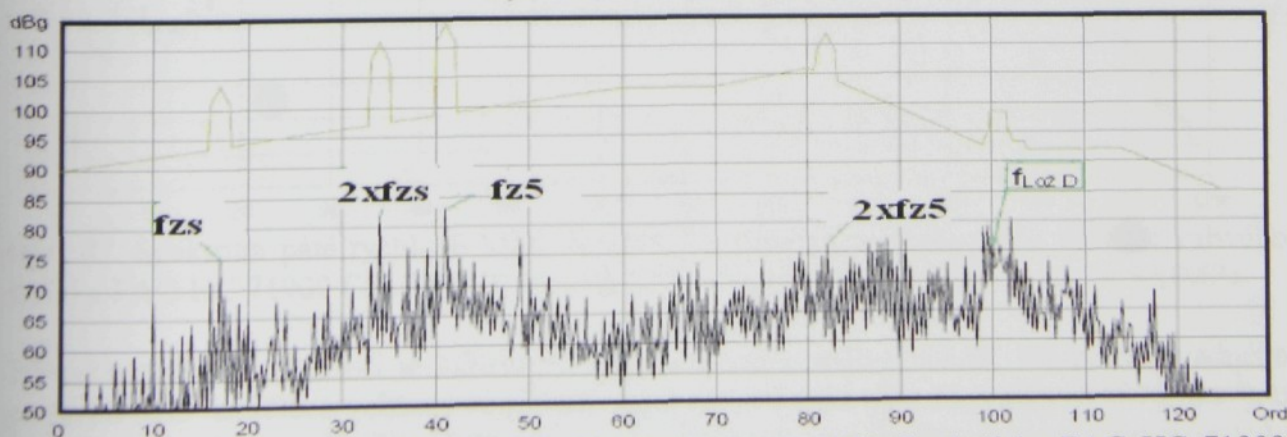
Spektra páte rychlosti na hřídeli SK2 - TAH

Spectra / 5-S / SK2 /



Obr. 84. Spektrum páte rychlosti na hřídeli SK2, TAH, před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP.

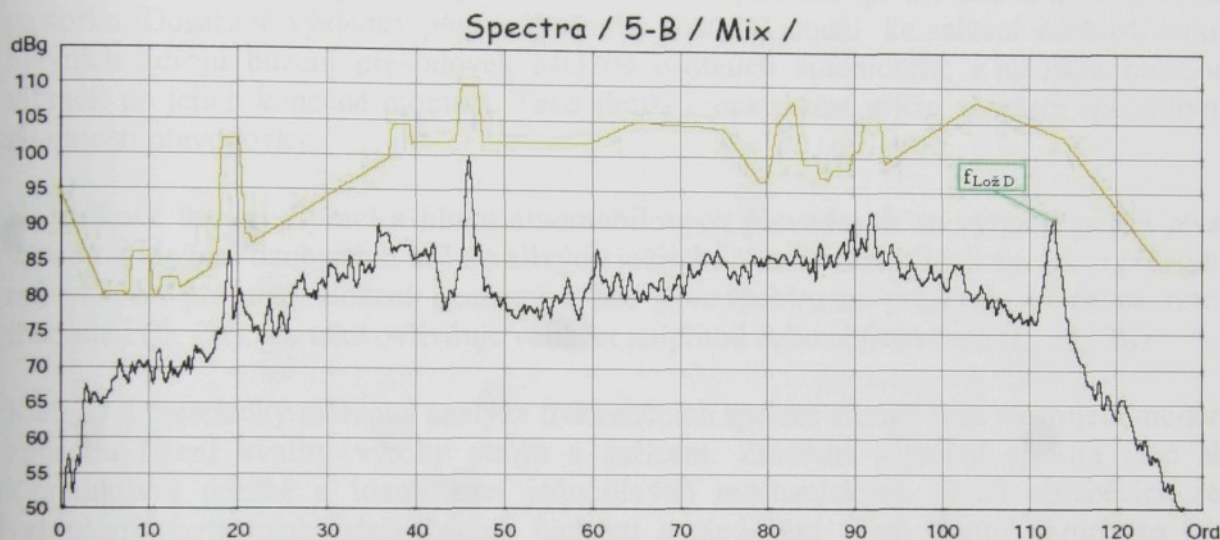
Spectra / 5-S / SK2 /



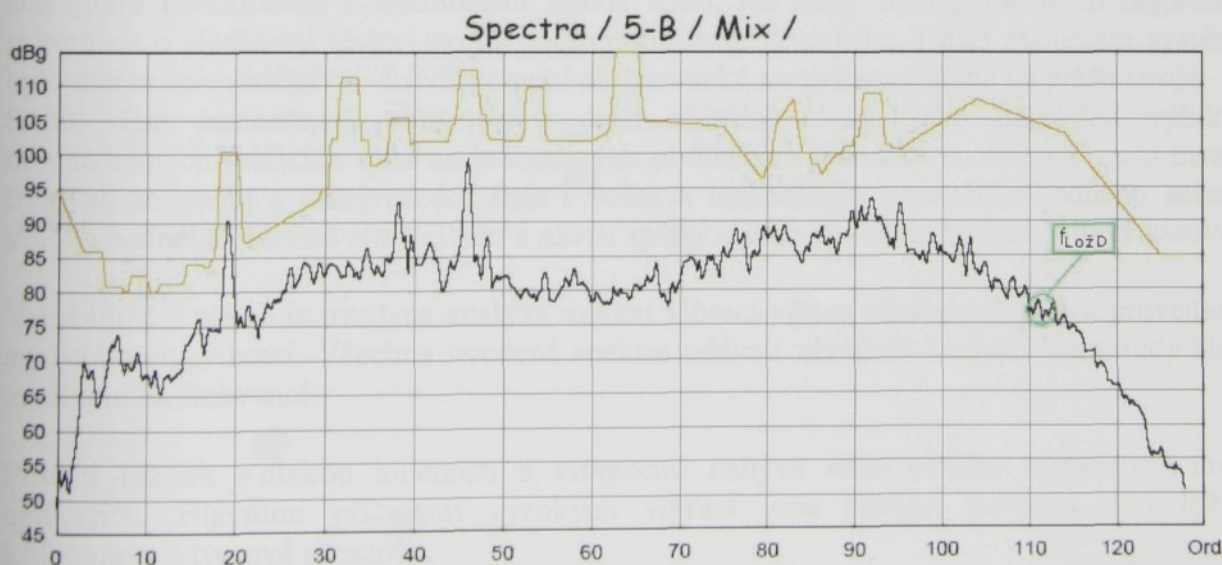
Obr. 85. Spektrum páte rychlosti SK2, TAH po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP.

Zde došlo výměnou pastorku k nepatrnému zvýšení velikosti amplitudy zrychlení od převodu (41. a 82. řád) o 2 dBg, tj. z 81 dBg ($0,011 \text{ m.s}^{-2}$) na 83 dBg ($0,014 \text{ m.s}^{-2}$), tedy více než 1x, dále ke snížení velikosti amplitudy zrychlení stálého převodu 17. řád z 89 dBg ($0,028 \text{ m.s}^{-2}$) na 75 dBg ($5,62 \cdot 10^{-3} \text{ m.s}^{-2}$), tj. o 14 dBg, tedy více než 5x, a o 9 dBg u druhé harmonické složky frekvence stálého převodu (34. řád) z 91 dBg ($0,035 \text{ m.s}^{-2}$) na 82 dBg ($0,012 \text{ m.s}^{-2}$), tedy 3x.

Spektra páté rychlosti MIX – NAZPĚT



Obr. 86. Spektrum páté rychlosti MIX, NAZPĚT s vadným pastorkem (před výměnou valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).



Obr. 87. Spektrum páté rychlosti MIX, NAZPĚT s dobrým pastorkem (po výměně valivého ložiska FAG HC 71909 C.T.P4S.UL v místě LOŽ. 3 na vřetenu obráběcího stroje SAIMP).

Při zařazené páté rychlosti je ložisko D reprezentováno řádem 112,78. Při měření vadného pastorku byla naměřena velikost amplitudy zrychlení v tomto řádu 91,5 dBg ($0,0375 \text{ m.s}^{-2}$), u dobrého pastorku jen 77 dBg ($7,08 \cdot 10^{-3} \text{ m.s}^{-2}$). Velikost amplitudy zrychlení vibrací se tedy zmenší o 14,5 dBg, což představuje zlepšení více než 5x.



7. ZÁVĚR

Habilitační práce umožní nastínit výhody využití vibrační diagnostiky u obráběcích strojů automobilového průmyslu pro výrobu součástí převodovky automobilu během výroby. Ta je nutným předpokladem kontroly jakosti výroby k zajištění vysoké kvality převodovky a k potlačení její hlučnosti, vibrací a počtu reklamací jak ze stran kontroly, tak ze strany konečného zákazníka. Jen u kompletně smontovaných automobilových převodovek lze měřit vlastnosti, které jsou rozhodující pro hodnocení kvality např. vibrace a hluk.

Habilitační práce dále ukazuje nutnost přesnosti výroby a kontroly rozměrů a jiných veličin součástí převodovky např. valivých ložisek, ozubených kol (první, a třetí rychlost) a pastorku. Dosažené výsledky přesnosti výroby součástí slouží ke snížení velikosti amplitud hlavních zdrojů buzení převodovek MQ200 osobních automobilů, z hlediska hlučnosti a vibrací, po jejich konečné montáži. Také slouží k odstranění příčin zhoršení spolehlivosti a životnosti převodovky.

Na celkové úrovni vibrací a hluku automobilových převodovek se výrazně podílí přesnost výroby a uložení ozubených kol a valivých ložisek. Nesouosost hřídelí spojek u převodovky má vliv na přesnost uložení ozubených kol a ve spektru se projevuje nejen na rotorové frekvenci (f_r , $2f_r$), ale také ovlivňuje velikost amplitud zubové frekvence (f_z , $2f_z$, $3f_z$).

Metody a prostředky měření a analýza frekvenčních spekter vibrací jsou nástrojem moderního způsobu řízení kvality výroby strojů a zařízení. Změřená vibrační spektra také slouží k prediktivní údržbě a identifikaci jednotlivých mechanických závad obráběcích strojů, vyloučení zbytečných údržbářských činností a sledování vlivů těchto poruch na kvalitě výrobků, montáží a celkové hlučnosti automobilových převodovek MQ 200.

U obráběcích strojů byl navržen vhodný sledovací systém, který by vyhovoval nejen stávajícím podmínkám a možnostem Škoda Auto, ale který by i podával co nejpresnější informace o sledování těchto strojů v automobilovém průmyslu. Tímto zvoleným systémem bylo měření prováděné OF-LINE pomocí diagnostické zásuvky umístěné na plášti stroje.

S tím vším samozřejmě souvisely i další důležité úkoly, jako například výběr co nejvhodnějších měřicích míst na jednotlivých obráběcích jednotkách, určených pro instalaci trvalých snímačů, a v neposlední řadě i volba a technologie upevnění vhodného snímače, volba vhodného přenosového kabelu a návrh způsobu jeho vyvedení k diagnostické zásuvce.

V habilitační práci je uvedena analýza měření vibrací včetně obráběcích strojů provedených analyzátozem vibrací. Všechna uvedená spektra udávají závislost hodnoty amplitudy složky zrychlení na frekvenci.

Použití ložisek s nízkou hlučností a vibracemi nabývá stále většího významu v mnoha aplikacích. Hlavními příčinami vysokých vibrací jsou vlnitost povrchu dílů ložiska, kruhovitost a tvarové přesnosti.

Hlučnost uložení může být způsobena kromě jiných faktorů i zvlněným povrchem funkčních ploch ložiska, místními vadami kroužků a valivých těles nebo částicemi nečistot v ložisku. To platí i pro další vyrobené součástky do převodovky, např. ozubená kola nebo hřídele. Nedostatky lze zjistit pomocí frekvenční analýzy FFT. Tato metoda je uplatňovaná v automobilovém průmyslu Škoda Auto v souvislosti s rostoucími nároky na efektivitu výrobních procesů, lepšími provozními vlastnostmi výrobků a snížením počtu výrobních vad. Příklady byly uvedeny v habilitační práci v kapitole 4.2 a 4.3.



V habilitační práci bylo prokázáno, že:

- Z frekvenčních spekter a ze spekter obálek vibrací lze podrobněji identifikovat stav poškození vnějšího kroužku ložiska pastorku BB1–3155 uloženého ve vložených „brýlích“ a závady na ložisku INA/F 232349, konkrétně je ve spektrech obsažena frekvence klece a její harmonické složky. Analýza vibrací převodovky MQ 200 jednoznačně identifikovala zdroje hluku (ložisko INA/F 232349 a sestava v brýlích BB1–3155).
- Měření vibračních spekter frekvenční analýzou plně potvrdilo teoretický předpoklad, že velikost dynamických sil závisí jednak na úrovni konstrukčního a dynamického řešení základních skupin převodovky a jednak na kvalitě výroby, montáže a seřízení soukolí stálého převodu.
- Při porovnání naměřených hodnot obou měření (před výměnou vadné součástky vlivem špatného obrábění za dobrou, kvalitně vyráběnou) se projevilo viditelné zlepšení a snížení velikosti amplitud hlavních zdrojů buzení a hluku vyzařovaného převodovkou.
- Výrobní závady, respektive nepřesnost výroby ozubeného kola a pastorku vlivem poškození valivého ložiska na vřetenu obráběcího stroje EMAG a na brusce SAIMP, se projevují v měřených spektrech zvýšením složky amplitud zubových frekvencí (první, a třetí soukolí), zvýšením složky amplitud soukolí stálého převodu a jejich harmonických složek, a v závěru přispívá ke zvýšení vibrací a hluku příslušného řádu převodovky.
- Amplitudy hlavních zdrojů buzení a jejich harmonické složky např. rotorová, ložisková a zubová (frekvence stálého převodu) se snížily v určitých řádech až o 57% a v konečném důsledku došlo ke snížení vibrací a hlučnosti převodovky.

Závěrem habilitační práce lze říci, že identifikaci poruch převodovky, zvýšenou hlučnost převodovky a špatnou výrobu součástí převodovky obráběné, např. na obráběcím stroji EMAG a SAIMP při poškození valivého ložiska na vřetenu (EMAG) a na orovnávači (SAIMP) je možno analyzovat z měření spekter vibrací. Také lze identifikovat vliv montáží špatně vyrobených ložisek do nově smontované převodovky na její hlučnost a vibrace. Pro analýzu změřených spekter vibrací automobilových převodovek slouží tyto závěry:

- ✚ Nesouosost hřídelí a excentrické uložení ozubených kol se projevuje jako amplitudová modulace s frekvencí f_r kolem f_z a nárůstem amplitud vyšších harmonických složek $2f_z$, $3f_z$,
- ✚ Nesouosost hřídelí spojek na vstupu a výstupu převodovky má za následek nárůst amplitud s frekvencí f_r a zvýšení intenzity postranních pásem kolem f_z ,
- ✚ Poškození boků zubů (opotřebení, plastická deformace, důlky) se ve spektru projevuje relativně větším zvýšením amplitud vyšších harmonických složek $2f_z$ a $3f_z$ v porovnání se zvýšením základní složky f_z současně se zvýšením amplitud postranních.
- ✚ Poškození valivých ložisek na vnitřním nebo na vnějším kroužku ložiska vzniknou kolem f_{Li} nebo f_{Lo} postranní pásma s frekvencí f_r . V případě poškození na valivém tělísku jsou postranní pásma kolem f_{Lv} s frekvencí f_{Lk} . V případě poškození klece vznikne první harmonická složka s frekvencí klece f_{Lk} , její amplituda by mohla být hodně nízká. $2f_k$, $3f_k$, $4f_k$ mají vyšší amplitudu.



LITERATURA

- [1] Angelo, M.: Monitorování mechanického chvění strojních zařízení. Technical Review. Brüel a Kjaer, 1987.
- [2] BARTSCH, H. J.: Matematické vzorce. Mladá fronta, Praha 1996.
- [3] Bělka, L.: Vibrační a akustické vlastnosti převodovek na zkušebních stavech a ve vozidle. BP TUL 2003.
- [4] Beneš, Š. - Tomeh, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek. /Skripta VŠST/, VŠST Liberec, 1991. ISBN 80 – 7083 – 078 – 6.
- [5] Beneš, Š.: Technická diagnostika. Skripta TUL 2003.
- [6] BERANEK, L. L. : Snižování hluku. Praha. SNTL 1965.
- [7] Berry, J.E.: Proven Method for Specifying Spectral Band Alarm Levels and Frequencies Using Today's Predictive Maintenance Software Systems. Technical Associates of Charlotte, USA, 1990.
- [8] Berry, J.E.: Ověřená metoda specifikace poplachových úrovní pro spektrální pásma. Český překlad SKF Ložiska, a.s. Praha 1990.
- [9] BILOŠ, J.: Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitu. Její místo ve vibrační diagnostice. Disertační práce. Liberec, VŠST 1993.
- [10] BINDER, R.: Mechanika 4 kmitanie. ALFA, Bratislava 1969.
- [11] BRADSKÝ, Z. - JÁČ, V. : Mechanika II - Kinematika. Skripta VŠST 1983.
- [12] BROCH, J. T.: Mechanical Vibration and Shock Measurements. Brüel & Kjaer. Naerum 1984.
- [13] Dočkal, A.: Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise. Disertační práce VUT Brno 2003.
- [14] DRAŽAN, F. - JEŘÁBEK, K.: Manipulace s materiálem. Praha 1979.
- [15] Fröhlich, J.: Valivá ložiska ZKL. SNTL Praha, 1980.
- [16] Fröhlich, J.: Technika uložení s valivými ložisky. SNTL Praha, 1978.
- [17] Hanuš, J.: Identifikace mechanických závad automobilových převodovek vozů Škoda měřením vibrací. DP TUL 2004.
- [18] HASSALL, J. R. - ZAVERI, K.: Acoustic noise measurements. Brüel & Kjaer. Naerum 1988.
- [19] Helebrant, F. a kol.: Studijní podklady pro certifikace odborné způsobilosti pracovníků v oblasti vibrodiagnostiky. ATD ČR Zlín 2000, ISSN 1210-311-X.
- [20] Helebrant, F. – Ziegeler, J.: Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika. VŠB – TU Ostrava 2004, ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.
- [21] HORÁK, P. - NIPEL, L. : Prehľad matematiky. Bratislava, Alfa 1983.
- [22] Charvát, J.: Mechanika II, teorie mechanizmů. Skripta VŠST 1980.
- [23] Janoušek, I. a kol.: Technická diagnostika. SNTL Praha, 1988.
- [24] Jens Trampe Broch: Mechanical vibration and shock measurements. Brüel a Kjaer, Denmark, 1984.



- [25] Juliš, K. - Brepta, R.: Mechanika II. díl - Dynamika. Praha, SNTL 1987.
- [26] Kropáč, O.: Náhodné jevy v mechanických soustavách. SNTL, Praha 1987.
- [27] Lamoš, F. - Potocký, R.: Pravdepodobnosť a matematická štatistika. Bratislava, Alfa 1989.
- [28] Moravec, V.: Konstrukce strojů a zařízení II- čelní ozubená kola. Ostrava 2001. ISBN: 80-7225-051-5.
- [29] Navrátil, M. - Pluhař, O.: Měření a analýza mechanického kmitání - Metody a přístroje. Praha, SNTL 1986.
- [30] Němec, J. - Ransdorf, J. - Šnédrle, M.: Hluk a jeho snižování v technické praxi. Praha, SNTL 1970.
- [31] Němeček, P.: Hluk v technické praxi I. Skripta TUL 1998.
- [32] Nový, R.: Hluk a otřesy. Skripta. Praha, ES ČVUT 1983.
- [33] Peterka, F. - Szöllös, O.: Zóny přitažlivosti dvou různých režimů pohybů protiběžného bucharu. In.: VII. International Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. TU v Liberci, 1996.
- [34] Pietrovski, J.: Příručka ustavování hřídelí.
- [35] Půst, L. - Lada, M.: Pružné ukládání strojů. SNTL, Praha 1965.
- [36] Podklady Škoda Auto, a.s. Mladá Boleslav.
- [37] Rektorys, K. aj.: Přehled užití matematiky. Praha, SNTL 1968.
- [38] Seridge, M. - Licht, T. R.: Piezoelectric Accelerometer and Vibration Preamplifiers. Brüel & Kjaer. Naerum 1987.
- [39] Schenck Carl: Pokrokové metody a přístroje pro údržbu strojů./Katalog/. 1985.
- [40] Smetana, C.: Měření hluku a chvění. Praha, SNTL 1974.
- [41] Stěnička, J.: Šíření a vyzařování hluku konstrukcemi. Praha, ČSVTS 1990.
- [42] Stříž, B. aj.: Pružnost a pevnost II. díl. Skripta. Liberec, ES VŠST 1980.
- [43] Šalamoun, Č.: Motorová vozidla. Skripta ČVUT Praha 1991.
- [44] Technická diagnostika. Časopisy asociace technických diagnostiků - Zlín 1997.
- [45] Tomeh, E.: Vliv stálého převodu na úroveň vibrací a hluku převodovky Škoda. XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol. Sborník přednášek KOKA 2003.
- [46] Tomeh, E.: Hodnocení hlučnosti automobilových převodovek škoda měřením vibrací. In DIAGO 2003.
- [47] Tomeh, E.: Identifying Motor Vehicles Mechanical Defects by Vibrodiagnostics Methods. In Journal of Modele European Construction and Design of Cars. Number 1, January 2003. ISSN 1214 – 0821.
- [48] Tomeh, E. : Technická diagnostika v aplikaci na tiskové stroje. Doktorská disertační práce. VŠST, Liberec 1993.



- [49] Tomeh, E.: Diagnostika valivých ložisek ofsetové rotačky NORASET. In: sborník - bezdemontážní diagnostiky. Snižování nákladovosti výroby. Dům techniky „SVTS Ústí nad Labem, 1990.
- [50] Tomeh, E.: Diagnostic Methodology of Rolling Element and Journal Bearings. Skripta TU v Liberci 2007. ISBN: 978-80-7372-278-4. Počet stran: 66.
- [51] Tomeh, E.: Zavadění vibrodiagnostiky v závodě ŠKODA MB. Liberec 2000.
- [52] Tomeh, E.: Přínosy přejímky nových strojů měřením vibrací a hluku. In. Sborník teorie a mechanismů strojů. TU Liberec 2000. ISBN 80-7083-418-8.
- [53] Tomeh, E. - Korous, K.: Analýza vibrací převodovky FQE. Posouzení technického stavu valivých ložisek. /Výzkumná zpráva/. TU v Liberci, Liberec 2002.
- [54] Tomeh, E. - Korous, K.: Analýza vibrací převodovky FCV - posouzení technického stavu. Výzkumná zpráva SM 420/2002, TU v Liberci, Liberec 2002.
- [55] Tůma, J.: Zpracování signálů získaných z mechanických systému užitím FFT. Sdělovací technika, Praha 1997
- [56] Tůmová, G.: Mechanická převodová ústrojí. Studijní pomůcka TUL 1999.
- [57] Vitásek, E. : Numerické metody. Praha, SNTL 1987.
- [58] Vlk, F.: Koncepce motorových vozidel. Nakladatelství VLK Brno 2000.
- [59] Vokurka, K. - Stěnička, J. - Kropáč, O.: Analýza signálů I. Dům techniky ČSVTS, Ústí nad Labem 1990.
- [60] Zaveri, K. - Phil, M.: Modal Analysis of Large Structures - Multiple Exciter Systems. Brüel & Kjaer. Naerum 1985.
- [61] Zörnig, P.: Numerické metody. Skripta. Praha. ČVUT 1989.
- [62] Žiaran, S.: Hluk a vibrácie. Skripta. Bratislava. SVŠT 1988.

FIREMNÍ LITERATURA

- [63] Brüel & Kjaer: Vibration Monitoring of Machines. Denmark 1987.
- [64] Brüel & Kjaer: Frequency Analysis. Naerum 1987.
- [65] Brüel & Kjaer: Sledování provozního stavu strojních zařízení. Naerum 1991.
- [66] Brüel & Kjaer: Vibrační zkoušení. Příručka BR 0375-11. Naerum 1984.
- [67] Dössing, O. : Structural testing Part 1. Brüel & Kjaer. Handbook BR 0458, Naerum 1988.
- [68] Dössing, O. : Structural testing Part 2. Brüel & Kjaer. Handbook BR 0507, Naerum 1988.
- [69] Gade, S. - Wulff, H. - Ginn, K. B. : Sound power determination using sound intensity measurements Part 1. Application notes BO 0055. Brüel & Kjaer. Naerum.
- [70] Gade, S. - Thrane, N.- Ginn, K. B.: Sound power determination using sound intensity measurements Part 2. Application notes BO 0054. Brüel & Kjaer. Naerum.
- [71] SKF: Průvodce vibrační diagnostikou. SKF Condition Monitoring 1994.
- [72] SKF: Příručka SKF pro údržbu ložisek. SKF 1991.



- [73] SKF, FAG, GMN: Internetový katalog ložisek SKF (www.skf.com), FAG (www.fag.com), GMN (www.gmnbt.com)
- [74] Schwingungsmessung. Handbuch BR 0098-12. Brüel & Kjaer. Naerum 1986.

NORMY A PŘEDPISY

- [75] CDA/MS/NVSH 107 - Vibration Limits for Maintenance.
- [76] ČSN ISO 5348 - Vibrace a rázy, mechanické připevnění akcelerometrů.
- [77] ČSN ISO 2954 - Vibrace strojních zařízení s rotačním a vratným pohybem. Požadavky na přístroje pro měření mohutnosti vibrací.
- [78] ČSN ISO 13380:2002 Monitorování stavu a diagnostika strojů - Obecné směrnice pro použití výkonnostních parametrů.
- [79] ČSN ISO 13372:2004 - Monitorování stavu a diagnostika strojů – Slovník.
- [80] ČSN ISO 13373-1:2002, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Monitorování stavu vibrací – Část 1: Obecné postupy.
- [81] ČSN ISO 13373-2:2005, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Monitorování stavu vibrací – Část 2: Zpracování, prezentace a analýza vibračních dat.
- [82] ČSN ISO 13379:2003 - ČSN ISO 13379:2003, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Obecné směrnice pro interpretaci dat a diagnostické metody.
- [83] ČSN ISO 13374-1:2003 - Monitorování stavu a diagnostika strojů – Zpracování, komunikace a prezentace dat – Část 1: Obecné směrnice.
- [84] ČSN ISO 2041:1990 – Vibrace a rázy – slovník.
- [85] ČSN ISO 10816-1:1998 - Vibrace. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech.
- [86] ČSN ISO 10816-2:2001 - Vibrace. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech.
- [87] ČSN ISO 10816-3:2001 - Vibrace. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech.
- [88] ČSN EN 45020:99 Normalizace a souvisící činnosti. Všeobecný slovník.
- [89] ČSN ISO 1925:2001 - Vibrace - Vyvažování – Slovník.
- [90] ČSN ISO 1940-1:2003 – Vibrace - Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu – Část 1: Stanovení vyvažovacích tolerancí a ověření nevyváženosti.
- [91] ČSN ISO 1940-2:1997 - Vibrace - Požadavky na jakost vyvážení tuhých rotorů – Část 2: Chyby spojené s vyvažováním.
- [92] ČSN ISO 5348:1998 - Vibrace a rázy, mechanické připevnění akcelerometrů.
- [93] ČSN ISO 10814:1996 - Vibrace - náchylnost a citlivost strojů na nevyváženost.
- [94] Hygienické předpisy svazek 37/1977.
- [95] Směrnice EU pro strojírenství.

U 626 S

CD