

Vysoké učení technické v Brně  
Brno University of Technology

Fakulta strojního inženýrství  
Ústav konstruování / Odbor průmyslového designu

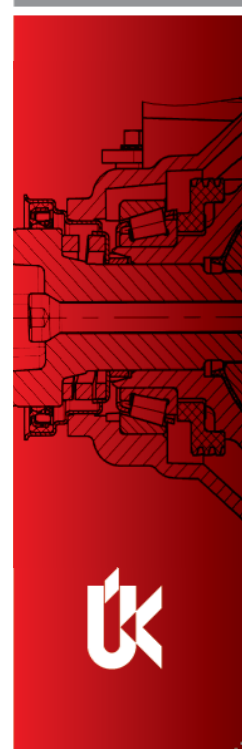
Faculty of Mechanical Engineering  
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Industrial Design

# Snižování hlukové emise moderní automobilové převodovky

Pojednání ke státní doktorské zkoušce  
Discourse on the Dissertation Thesis

Autor práce: **Ing. Milan Klapka**  
Author

Brno 2008







Fakulta strojního inženýrství  
Ústav konstruování / Odbor průmyslového designu

Faculty of Mechanical Engineering  
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Industrial Design

# Snižování hlukové emise moderní automobilové převodovky

Pojednání ke státní doktorské zkoušce  
Discourse on the Dissertation Thesis

Autor práce: **Ing. Milan Klapka**  
Author

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**  
Supervisor



**OBSAH**

<b>Obsah</b> .....	<b>3</b>
<b>Anotace</b> .....	<b>4</b>
<b>1 Úvod</b> .....	<b>5</b>
<b>2 Vymezení řešené problematiky a předběžného cíle disertační práce</b> .....	<b>6</b>
<b>3 Shrnutí současného stavu poznání</b> .....	<b>7</b>
3.1 Jevy spojené s vibracemi v automobilu .....	7
3.2 Zdroj a příčiny hluku typu Drumming (Wummern).....	8
3.3 Aretace unašeče pružnou vazbou .....	11
3.4 Kluzné ložisko .....	12
3.4.1 Typy mazání .....	13
3.4.2 Důležité konstrukční parametry.....	14
3.4.3 Typy ložisek .....	14
3.4.4 Ložiska s mezným mazáním.....	15
3.5 Dynamika jednoduchých rotorů .....	16
3.5.1 Jeffcotův rotor .....	16
3.6 Matematický model .....	18
<b>4 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků získaných na základě rešerše..</b>	<b>21</b>
<b>5 Definice cílů disertační práce.....</b>	<b>22</b>
<b>6 Současný stav řešení disertační práce.....</b>	<b>23</b>
6.1 Experimentální stanice .....	23
6.2 Ověření fyzikálního modelu .....	24
6.2.1 Ověření správné funkce modelu bez externích vibrací .....	24
6.2.2 Ověření správné funkce modelu s externími vibracemi .....	26
6.3 Analýza signálu ve frekvenční oblasti.....	27
6.3.1 Analytický software.....	27
<b>7 Závěr</b> .....	<b>29</b>
<b>Seznam použitých symbolů.....</b>	<b>30</b>
<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>31</b>
<b>Seznam použitých zdrojů.....</b>	<b>32</b>

## **ANOTACE**

Práce se zabývá zmapováním problematiky zvýšené hlukové emise málo radiálně zatížených kluzných ložisek pracujících v režimu mezného mazání, konkrétně kluzného uložení unašeče poloosy v automobilovém diferenciálu. Uvádí přehled možných přístupů k problematice a hodnotí úspěšnost stávajících řešení. Dílčími cíly práce jsou:

- vytipování faktorů, které mají na vznik hluku v kluzném uložení diferenciálu nejmarkantnější vliv.
- úprava experimentální stanice tak, aby bylo možné provádět zkoušky s rotujícím diferenciálem a předběžný návrh experimentů
- návrh analytického rozhraní pro vyhodnocení měřených dat
- nástin problematiky matematického modelování sledovaného uzlu včetně zhodnocení již vytvořených modelů

Na základě předložené práce bude sestavena metodika pro provádění a hodnocení experimentů s kluzným uložením v diferenciálu. S pomocí experimentálních dat by pak byl navržen matematický model a metodika pro hodnocení různých konstrukčních variant uložení, což by v praxi mělo vést k ekonomickým a časovým úsporám při návrhu modifikací uzlu diferenciálu.

## 1 ÚVOD

Únosnost a trvanlivost již dnes nejsou jedinými důležitými posuzovanými vlastnostmi při vývoji strojních zařízení. Vysoké požadavky bývají kladeny stále častěji také na ekologii jejich provozu. S touto problematikou úzce souvisí především hodnocení hluku a vibrací daného zařízení. Z tohoto hlediska bývají nejdůležitějším zdrojem problémů pohonná a převodová ústrojí, neboť obsahují množství pohyblivých součástí – možných zdrojů hluku. Mezi nejběžnější zcela jistě patří rotační součásti, vždyť jen obtížně si lze představit převodový mechanismus bez jediného hřídele. A s rotačními součástmi jsou neodmyslitelně spojena také ložiska, která zajišťují jejich správnou funkci. Zcela obecně lze rozlišit ložiska z hlediska konstrukce na valivá a kluzná, přičemž použitý typ ložiska je zpravidla určen provozními a ekonomickými podmínkami. Zaměříme-li se na kluzná uložení a hlavní oblasti jejich využití, lze jmenovat nejen automobilový průmysl či těžké strojírenství ale i domácí spotřebiče či vodní díla. Aplikace kluzných ložisek běžně předpokládá provoz v podmínkách hydrodynamického nebo hydrostatického mazání. Ve speciálních aplikacích se používají ložiska se smíšeným nebo mezným mazáním. Pro nenáročné aplikace se používá varianta kluzného uložení složeného z obrobené díry a hřídele bez zásadnějších nároků na materiál, zpracování, mazání a povrchové úpravy. S těmito jednoduchými kluznými uloženími se můžeme setkat v široké paletě zařízení a strojů, od předmětů v domácnosti po automobily či výrobní stroje. Zmíněná ložiska pracují nejčastěji v režimu mezného mazání při relativně malém zatížení a při nízkých provozních otáčkách. Díky těmto, pro kluzné ložisko nestandardním, provozním podmínkám se uložení může projevat neočekávaným zvýšením hlukové emise v některých provozních režimech, což je nežádoucí stav, který může v některých případech významně ovlivňovat použitelnost celého zařízení. Jedná se především o hlediska ekologie provozu a komfortu uživatele. Příkladem zařízení, které může trpět zmiňovanými problémy je i osobní automobil, kde je hlučnost jedním z ostře sledovaných parametrů.

Z hlediska automobilů jsou zcela jednoznačně nejvýznamnějšími zdroji hluku součásti pohonné a převodové soustavy. Dlouhodobým vývojem na poli spalovacích motorů a ozubených převodů bylo dosaženo výrazného snížení jejich hlukové emise. Do popředí zájmu konstruktérů a technologů se tak dostávají hlukové projevy, které dříve měly pouze okrajový význam. V moderní době může být příkladem uzel diferenciálu osobního automobilu. Jedná se o málo radiálně zatížené kluzné uložení s malou relativní kluznou rychlostí, které pracuje za nepříliš vysokých provozních otáček a není nikterak významně mazáno. Díky nezbytné vůli v kombinaci s vlivem vibrací od pohonu a vozovky se uzel v některých provozních režimech stává významným zdrojem hluku. Působený hluk je nepříjemný pro posádku automobilu i pro blízké okolí, což je pro výrobce automobilů nepřijatelný stav. Snižování hlukové emise u automobilu se tak nabízí jako atraktivní oblast pro výzkum v rámci doktorského studia.

## **2 VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY A PŘEDBĚŽNÉHO CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE**

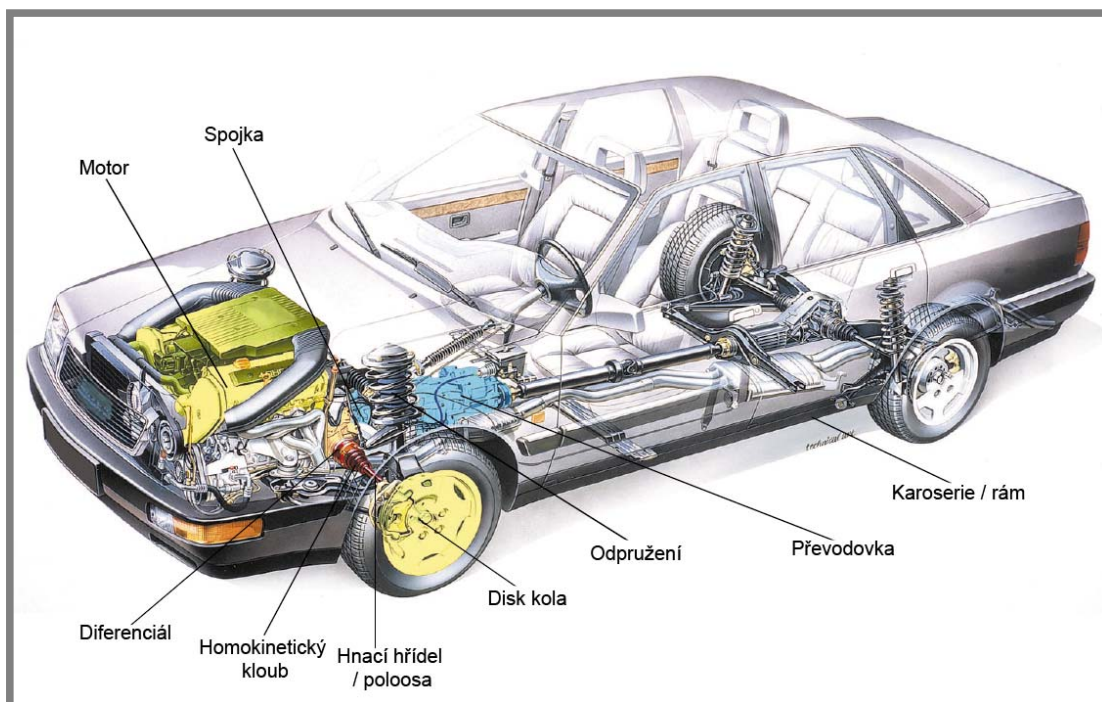
Jak bylo naznačeno v úvodu, tématem disertační práce je snižování hlukové emise moderní automobilové převodovky. Navržené téma počítá s integrací nejmodernějších poznatků z oblastí měření a analýzy signálu a technické diagnostiky do experimentálních konstrukčních postupů při tvarové optimalizaci mechanické převodovky, případně vybraných částí celého agregátu. Souběžně dojde k prohloubení znalostí o generování a šíření hluku ve strojních celcích a jeho měření. Nedílnou součástí práce by se měla stát také formulace metodiky pro posuzování vibrační a hlukové emise převodových agregátů spojená s převodem metodiky do vhodného programového prostředí.

### 3 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

V dnešní době mnoho z nás tráví za volantem automobilu nemalé množství času. Kromě aspektů jako je spotřeba paliva, jízdní vlastnosti automobilu a bezpečnost se tak důležitým faktorem v hodnocení automobilu stává rovněž komfort. Může se snadno stát, že je to právě komfort který rozhodne o tom, zda si daný vůz koupíme, nebo se raději ohlédneme po jiném. A nejsou to pouze ergonomicky a funkčně navržené ovládací prvky, sedadla a interiér vozu obecně, co může při výběru rozhodnout. Ač velmi subjektivním, přesto neméně důležitým parametrem, je dnes také hlučnost automobilu. Při stále mohutnějším silničním provozu, a tedy i užívání vozidel, je proto kladen důraz jak na jejich odhlučnění z hlediska posádky, tak i z hlediska co nejmenší hlukové emise vyzařované do okolního prostředí. Neboť často není možné docílit úplné izolace hluku od posádky nebo okolí, je nutné hledat jeho zdroje a v nich pak nežádoucí hluk eliminovat.

#### 3.1 Jevy spojené s vibracemi v automobilu

Hlavními zdroji hluku automobilu jsou především součásti hnacího agregátu. Jedná se v zásadě o díly přímo připojené k motoru, které jsou tedy nezbytně ovlivněny vibracemi způsobenými pohybem hmot (viz. Obr. 1). Mezi nejvýznamněji ovlivněné součásti patří spojka se setrvačником, převodová skříň s připojeným diferenciálem, hnací hřídele, kola a odpružení. Typ a velikost vibrací se liší podle typu pohonu – zážehový, vznětový, přeplňovaný.



Obr. 1 Možné zdroje nepříjemného hluku v automobilu [1]

Jevy způsobené vibracemi můžeme rozdělit do dvou skupin. V prvním případě se jedná o jevy, které mají přímý vliv na jízdní vlastnosti automobilu. Druhou, pro tuto práci nejvýznamnější, skupinou jsou hluky generované vibracemi. Jednotlivé jevy jsou označeny speciálními a obtížně přeložitelnými názvy, které se vztahují k „postiženému pohonu“ a v podstatě vyjadřují jak může být příslušný jev vnímán.

Pro pojmenování jednotlivých jevů je v práci využito technického článku firmy INA [1] a pro lepší přehled jsou názvy ponechány v německém a anglickém znění.

Vibrační jevy přímo ovlivňující jízdní vlastnosti:

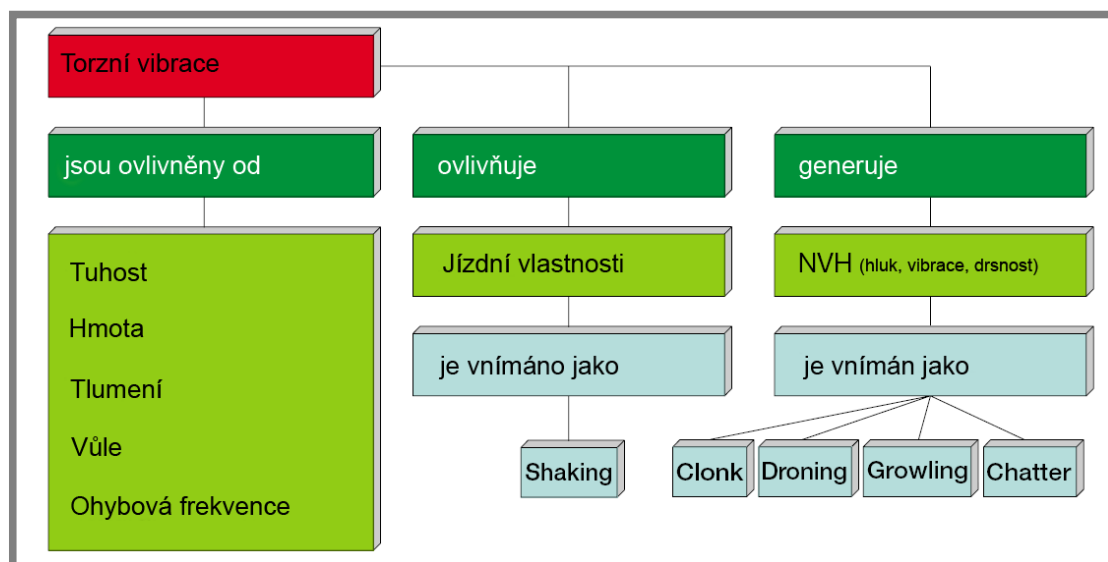
- SHAKING; RUCKELN – Vyskytuje se u vozidel s manuální převodovkou v podobě nízkofrekvenčních vibrací jejichž amplituda postupně klesá se zvyšující se rychlostí vozidla. Vibrace jsou způsobeny sešlapáváním a pouštěním plynového pedálu. Tento jev je znám také jako „vehicle shake“ nebo „Bonanza effect“.

Jevy generované vibracemi jako NVH (Noise, Vibration, Harshness) – Hluk, vibrace, drsnost

Jedná se o akronym, který je úzce spjat s řešením problémů hluku a vibrací. Hluk zde značí problém s nadměrnou hlukovou emisí, vibrace skrývají řešení nepřijatelných vibrací a drsnost zahrnuje nestabilní frekvence a rázy. Do této skupiny lze řadit následující hluky:

- CHATTER; RASSELN – torzní kmitání hřídelí (např. spojkový kotouč).
- CLONK – vysokofrekvenční kmitání vnímané jako kovový zvuk „klonk“.
- Vzniká zvláště při střídavém zatížení působením provozních vůlí v pohonu.
- DRONING; DRÖHNEN, HUMMING; BRUMMEN.
- GROWL, DRUMMING; WUMMERN – vzniká při kombinovaném torzním a ohybovém kmitání přidavným působením rotující hmoty. Je vnímán jako pulzující drsný hluk.

Jako zdroje nejvýraznějších hlukových projevů v automobilu byly již od prvopočátku označeny pohonná jednotka a převodová skříň. Dlouhodobým výzkumem se podařilo snížit hluk působený zmíněnými uzly na přijatelnou úroveň. Tímto krokem se do popředí zájmu konstruktérů dostaly hlukové projevy, které měly dříve v hlukovém spektru automobilu marginální charakter. Mezi takové hluky patří i tzv. drumming (wummern).



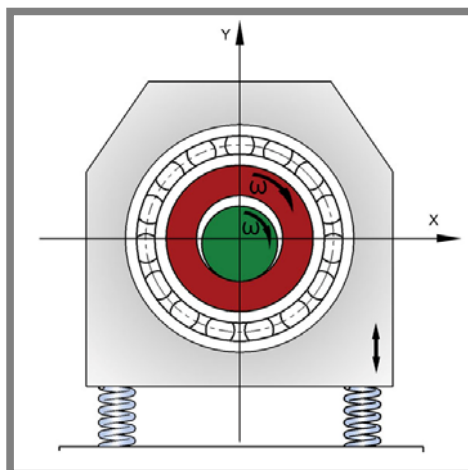
Obr. 2 Rozdělení hluků v automobilu [1]

### 3.2

#### 3.2 Zdroj a příčiny hluku typu Drumming (Wummern)

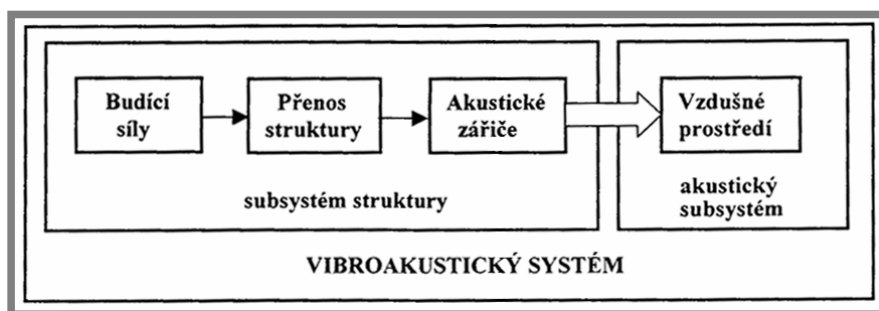
Na ÚK byly ve spolupráci s automobilkou Škoda již v minulosti prováděny různé experimenty související s problémy hluku automobilu [2, 3, 4, 5, 6]. Jako zdroj

dunivých hluků byl lokalizován diferenciál napojený přes převodovou skříň na pohonný agregát automobilu. Do diferenciálu vstupují hnací hřídele (poloosy) prostřednictvím kluzného uložení unašeče poloosy. Diferenciál slouží k vyrovnání rychlosti kol při průjezdu zatáčkou. Kluzná rychlost v uložení je velmi nízká a při přímé jízdě nulová. I když se tyto komponenty vzájemně nepohybují, může vzniknout vlivem nevyváženosti v rámci této vůle chaotický pohyb osy hnací hřídele. Funkci kluzného uložení představuje schématický řez na Obr. 3.



Obr. 3 Schématický řez kluzným uložení v diferenciálu

V rotujícím duté hřídeli je lehce otočně unašena vnitřní hřídel. Uložení má radiální vůli a není zaplaveno olejem. Z vnitřní hřídele není odebírán téměř žádný točivý moment. Základní těleso (koš diferenciálu) je externě buzen vibracemi od nevyvážených hmot pohonného agregátu. V některých provozních režimech tedy může docházet ke kontaktu obou hřídelí kov na kov, který má charakter rázů vedoucích na nepříjemný hluk. Tyto rázy se dále přenáší na připojené komponenty pohonu jako je poloosa a brzdový kotouč. Tím dochází k výraznému zesílení hluku. Popsaný princip přenosu a vyzařování hluku součástmi připojenými na primární zdroj je znám jako přenosová cesta Obr. 4 [7].



Obr. 4 Schéma přenosové cesty [7]

Vibrace způsobující dunivé zvuky (Drumming/Wummern) jsou tedy působeny především buzením od hnací soustavy. Mezi další zdroje buzení lze jistě zahrnout také nerovnost vozovky, špatné tlumení a různé tuhosti součástí vozidla.

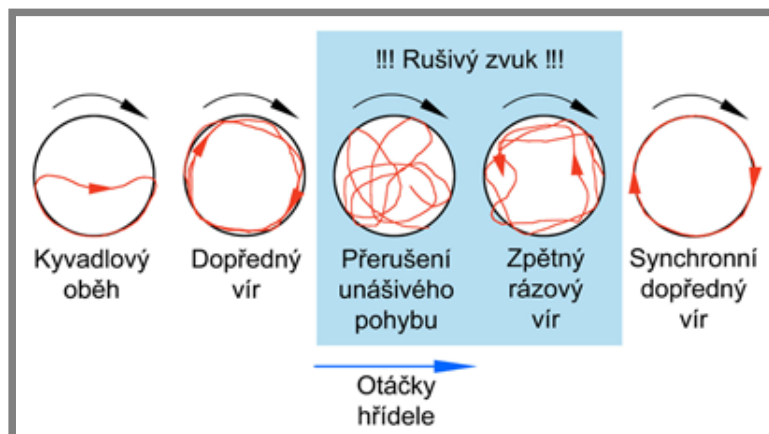
K samobuzeným vibračním systémům dojde za následujících okolností:

- v rozsahu malých zatížení až po nezatížený stav.

- při přechodu z nízkého zatížení do odlehčení (jízda s uvolněným akceleračním pedálem).
- v odpovídajícím rozsahu rychlostí a otáček.
- na nízkých převodových stupních.

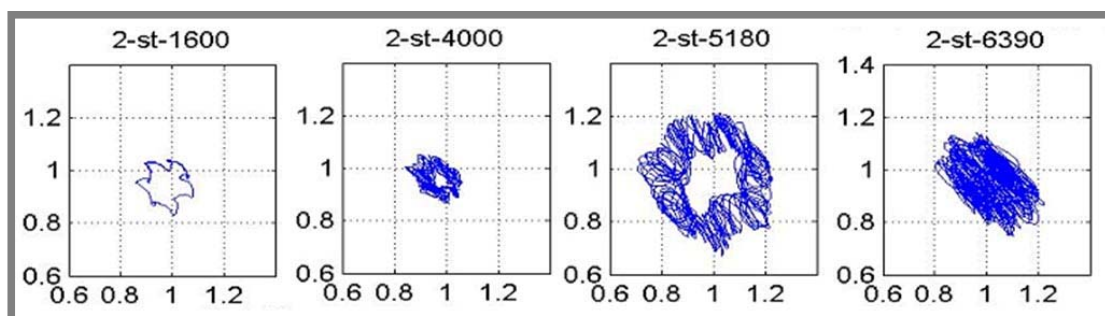
Z charakteru vybuzení primárního zdroje hluku je patrné, že tento konkrétní problém je doménou především spalovacích motorů, zde je možné podotknout, že u motorů s vyvažovacími hřídeli nebyl pozorován. Jev je relativně málo popsán v odborné literatuře. Často zmiňovaná problematika se zabývá především výzkumem stability systémů rotor-stator [8, 9, 10] popřípadě rotor-ložisko [11, 12]. V případě diferenciálu je situace na rozdíl od uložení klasických rotorů komplikována letným uložením poloosy v jediném kluzném ložisku diferenciálu. Velká oblast výzkumu je také věnována výzkumu stability filmů hydrodynamicky mazaných kluzných ložisek [13, 14, 15] a speciálním typů ložisek [16, 17]. Téměř však uniká pozornosti chování kluzného uložení mezně mazaného s malým radiálním zatížením a malými provozními otáčkami. I Tanaka [18] si ve svém příspěvku věnovanému chování hydrodynamických ložisek za mezněho mazání stěžuje na nedostatek publikací v této oblasti.

Výzkumné oddělení firmy INA [1] popsalo chování hřídele v uložení následovně. Hřídel nejprve vykonává kyvadlový pohyb ve spodní části uložení. Kývání postupně přerůstá v nepravidelný dopředný unášivý pohyb. V určité otáčkové hladině dochází vlivem vibrací k přerušení unášivosti a pohyb se stává turbulentním. Tento stav je provázen zvýšením hlučnosti uzlu. Hluk se pak projevuje dokud nedojde k ustálenému synchronnímu dopřednému unášení (Obr. 5). Popisované chování je podmíněno přítomností radiální vůle v uložení.



Obr. 5 Znárodnění pohybu těžiště hřídele [1]

Automobilka Škoda, která se problematikou uložení také zabývá provedla vlastní měření relativního radiálního pohybu osy výstupní hřídele z diferenciálu reálného vozidla při různých otáčkách motoru. Při hladinách nad  $4000 \text{ ot. min}^{-1}$  se za jízdy ozývaly popisované hlukové projevy. Při narůstajících otáčkách je zřejmý nárůst vibrací ve směru působícího vibračního buzení. Zajímavé je, že při dále se zvyšujícím kmitočtu otáčení se amplituda začne zmenšovat, jak je vidět na obrázku 6 a uzel se chová, jako by procházel rezonancí i když neobsahuje žádnou pružnou vazbu. Možnou příčinou může být gyroskopický moment poměrně hmotné příruby poloosy.



Obr. 6 Průběh výchylky unašeče při různých provozních otáčkách, druhý řazený stupeň (Škoda auto)

Konstrukční oddělení automobilek problém částečně řeší nepřímými opatřeními na přenosových cestách, které vedou ke snížení, utlumení nebo změně kmitočtové skladby produkované hlukové emise. Podstatné jsou však metody přímé, které se snaží problematiku řešit principiálně. Nekontrolovaný radiální a naklápěcí pohyb vnitřní hřídele ve zmíněných režimech je možné minimalizovat těmito konstrukčními zásahy:

- snížení radiálních vůlí na minimum spolu s prodloužením letmého ložiska (toto řešení je náročné prostorově, na přesnost výroby, na tribologii uzlu).
- „aretace“ osy vnitřní hřídele v ose ložiska (při malých relativních otáčkách) pružnou vazbou, která zamezí chaotickému pohybu. Toto může být realizováno buď radiálně pružnými ložisky (kluznými či valivými) pracujícími bez vůle nebo speciálními axiálně pružnými kuželovými komponenty v uložení.
- dostatečné utlumení nekontrolovaného pohybu vnitřní hřídele buď zvýšeným množstvím vhaněného oleje nebo třecím tlumičem.

Žádné z uvedených opatření pravděpodobně nemůže problém vyřešit bezesbytku. Například řešení s pružným vymezením vůle vnáší do hmotového systému novou pružnou vazbu, jejíž vlastní kmitočet může kolidovat s kmitočtem provozních budících sil. U nejčastěji používaného čtyřválcového motoru nelze zcela vyvážit posuvné síly, které potom způsobují chvění celého agregátu ve směru os válců. Pokud je uzel s pružným vymezením nevhodně naladěn a v pohonném systému jsou vytvořeny opotřebením větší vůle (hnací hřídele apod.) lze očekávat nové hlukové projevy.

### 3.3 Aretace unašeče pružnou vazbou

Koncern VW používá k zamezení hlukových projevů vznikajících rázy v uložení diferenciálu pomocí pružné vazby. Osa unašeče je aretována vůči ose uložení pomocí přitlačné pružiny a bronzového třecího kuželového kroužku (Obr. 7). Ač se zdá, že by tato konstrukční úprava měla řešit problém s hlučností diferenciálu ve skutečnosti tomu tak není. V praxi se ukázalo že popsaná varianta vede ke změně charakteru hluku a změně provozních otáček při kterých je vyzařován. Aretací osy unašeče je sice zabráněno rázům způsobeným nestabilitou unašeče v uložení, do systému je však zavedena pružina, která má na vibrace systému kritický vliv. Při laboratorních zkouškách, na kterých se podílel i výzkumný tým ústavu konstruování [19], se ukázalo že tuhost pružiny, potažmo celého uzlu, je nevhodně naladěna vzhledem k provozním otáčkám motoru [20]. Vlastní frekvence této „hmoty na pružině“ leží v běžných provozních otáčkách motoru, proto za jízdu nutně dochází k nárůstu

vibrací uzlu a opět ke zvýšeným projevům hluku. Charakter a provozní podmínky tohoto typu hluku jsou mírně odlišné od předchozího případu a jev byl pracovně pojmenován jako schnarren. Z důvodu přetrvávajícího nežádoucího stavu došlo k návrhu dalších konstrukčních úprav uzlu, které by vedly k nahrazení pružiny. V podstatě se však stále jednalo o řešení, která se snaží aretovat unašeč pomocí pružného členu, jehož tuhost by posunovala rezonanční frekvenci uzlu mimo běžné provozní otáčky. Řešení se však při experimentech zpravidla ukázala jako nefunkční z hlediska hluku či problémů za provozu vyplývajících z konstrukce pružného členu, jako např. malá trvanlivost či potíže s utěsněním uzlu.



**Obr. 7** Sériový unašeč s antiwummern – přitlačná pružina, třecí kroužek

K řešení problému je tedy nutné analyzovat přesnou příčinu vzniku hluku u uložení bez aretace pružným členem. K analýze hlučnosti diferenciálu je vědecká literatura velmi skoupá, v podstatě jediným relevantním zdrojem je příspěvek firmy INA, který se však danou problematikou zabývá velmi obecně, především s ohledem na jimi vyráběná polygonální ložiska. Z hlediska širšího studia problému byl okruh hledaných témat rozšířen na kluzná ložiska a dynamiku rotorů.

3.4

#### **3.4 Kluzné ložisko**

V mnoha aplikacích není použití valivých ložisek s bodovým kontaktem vhodným řešením, ať už z hlediska ceny, složitější konstrukce, rozměrových nároků či požadavků na údržbu stroje. V takové situaci se otevírá široký prostor pro kluzná uložení (Obr.8). Mezi jejich hlavní výhody patří možnost provozu za vysokých teplot, vysoká únosnost, malé radiální prostorové nároky, zpravidla jednoduchá konstrukce a v neposlední řadě i malá hlučnost. Většina zmiňovaných výhod je závislá na volbě použitého maziva. Mezi nevýhody lze jmenovat například nutnost záběhu, vyšší zahřívání za provozu, nežádoucí a obtížně kontrolovatelné stavy za rozběhu a doběhu stroje a zvýšené nároky na způsob mazání u hydrostatických a hydrodynamických ložisek. Kluzná ložiska mají velmi širokou oblast použití a v podstatě lze říci že se s nimi můžeme setkat ve většině strojírenských odvětví.



Obr. 8 Rozmanité typy kluzných ložisek prezentované firmou Tecmetal [21]

### 3.4.1 Typy mazání

Při relativně velkých kontaktních plochách v kluzném ložisku je zřejmé, že velmi důležitým faktorem pro správný provoz kluzného ložiska je mazání. Podle Shigleyho [22] můžeme rozlišit 5 možných forem mazání:

- Hydrodynamické
- Hydrostatické
- Elastohydrodynamické
- Mezné
- Tuhý film

Při hydrodynamickém mazání jsou mazané plochy odděleny relativně tlustou vrstvou maziva a nedochází ke kontaktu kov na kov u třecích povrchů. Stabilita ložiska podléhá zákonům fluidní dynamiky. Vznik a udržení hydrodynamického efektu je podmíněno dostatečným přísunem maziva po celý provozní čas. Hydrodynamický klín je navozen tlakem pohybujících se třecích ploch při dostatečné relativní rychlosti. Vzniklý tlak vyrovnává zatížení ložiska a dochází tak k oddělení kontaktních povrchů.

Hydrostatické mazání nastává v případě že mazivo přivedeme již pod tlakem do zatížené kontaktní oblasti. Pokud je tlak maziva dostatečný dojde podobně jako v předchozím případě k oddělení kontaktních ploch vrstvou maziva. Pro vytvoření hydrostatického mazání tedy není třeba vzájemného pohybu náboje a ložiska. Tento způsob mazání se nejvíce využívá u uložení s malými relativními rychlostmi a požadavkem na minimální tření.

Elastohydrodynamické mazání je jev, který nastává u mazaných povrchů s bodovým i liniovým kontaktem. Příkladem může být ozubení a kuličkové ložisko. Toto mazání lze matematicky popsat Hertzovou teorií a rovnicemi napěťové a fluidní mechaniky.

Při mezném mazání je vrstva maziva oddělujícího kontaktní plochy velmi tenká, v krajních případech na molekulární úrovni nebo dokonce žádná. Mezné mazání je ovlivňováno změnou viskozity maziva, která plyne z provozních podmínek. Kromě viskozity je pro případy mezného mazání důležité také chemické složení maziva, například přítomnost různých aditiv.

Mazání tuhým filmem se používá u aplikací, které předpokládají velké teplotní zatížení ložiska za provozu. Zde již vlastnosti běžných minerálních maziv nezaručují

uspokojivé výsledky a nahrazují se proto například grafitem či sulfidem molybdeničitým. Výzkum v této oblasti směřuje k hledání kompozitních materiálů s nízkou mírou opotřebením a malými koeficienty tření.

Při výběru vhodného maziva je velmi důležitým parametrem viskozita. Ta charakterizuje vnitřní tření kapaliny, přesněji odpor při pohybu jejích částic způsobený přitažlivými silami mezi nimi. Viskozita se mění s teplotou kapaliny a při nevhodné volbě vzhledem k provozním podmínkám může být příčinou selhání funkce maziva.

Z popsaných poznatků je zřejmé, že vhodná volba maziva by v jistém případě (zaplavení uložení mazivem o vhodné viskozitě) mohla také mít zásadní vliv na hlukovou emisi sledovaného uložení.

#### 3.4.2

---

#### **3.4.2 Důležité konstrukční parametry**

Kromě výběru maziva a případně i mazacího režimu je důležité věnovat pozornost i vhodnému konstrukčnímu návrhu ložiska, jak vyplývá například ze článku Rhoa a Kima [23], ve kterém je popsán vliv různých konstrukčních parametrů ložiska na hlučnost systému rotor-ložisko. Shigley [22] definuje 8 základních parametrů souvisejících s konstrukcí kluzného ložiska. Shigley tyto parametry dále dělí do dvou skupin, na „dané a volitelné“ a na „provozní faktory“.

Do první skupiny se řadí nezávislé parametry:

- Viskozita
- Zatížení
- Provozní otáčky
- Rozměry ložiska

Z těchto parametrů bývají zpravidla rozměry ložiska a rozlišení zatížení plně v kompetenci konstruktéra. Typ maziva a tím i viskozita může, ale nemusí být předem zadána, zatímco otáčky zpravidla vychází z konstrukce strojního zařízení a můžeme je považovat za dané.

Do druhé skupiny se řadí parametry závislé na předchozích:

- Koeficient tření
- Teplotní přírůstek
- Objem protékajícího maziva
- Minimální tloušťka mazacího filmu

Tyto parametry vypovídají o provozu ložiska, můžeme je tedy nazývat provozními faktory. Zmíněné parametry nejsou pod kontrolou konstruktéra, ten je může ovlivňovat změnou některého z parametrů z první skupiny. V podstatě konstruktér stanovuje limitní hodnoty provozních faktorů které, pokud jsou dodrženy, zajišťují správnou funkčnost ložiska. Pro návrh vhodných volených a provozních parametrů můžeme zvolit i různé strategie, jako jsou například Trumplerova kritéria [22].

Znalost výše zmiňovaných parametrů by mohla být nápomocna při sestavování experimentů a také by mohla vést k návrhu konstrukční úpravy uzlu.

#### 3.4.3

---

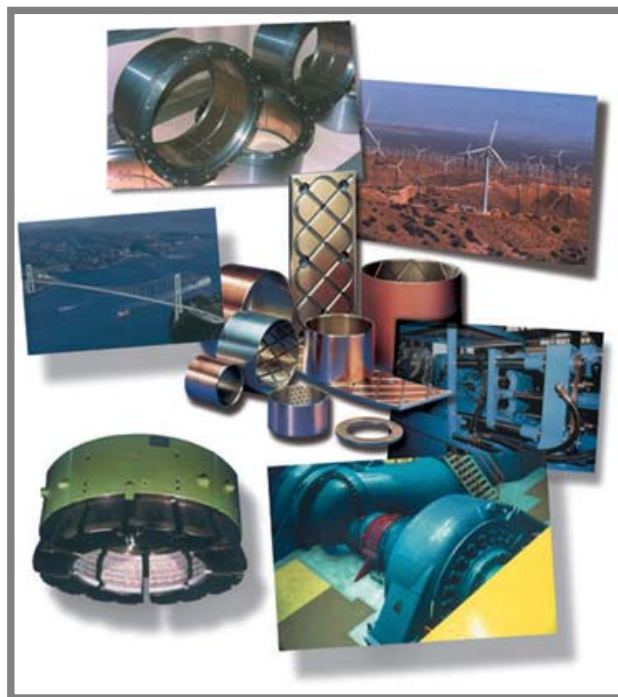
#### **3.4.3 Typy ložisek**

V oblasti kluzných ložisek můžeme najít mnoho rozmanitých druhů lišících se podle aplikace, jak uvádí například firma DEVA ve svém manuálu [24] (Obr. 9). S nad nejobecnější rozdělení ložisek je z hlediska zachytávaného zatížení, kdy je můžeme rozdělit na axiální a radiální.

V nejjednodušším případě radiálních ložisek se jedná o pouhé obrobené díry, do kterých je vložena hřídel, což je v podstatě i případ uložení kterým se zabývá tato práce. V běžné praxi se však zpravidla setkáváme i s „komplikovanějšími“ ložisky. Pouzdra kluzných ložisek se tak často skládají ze dvou či více pánví, které lze v případě poruchy vyměnit. Pánve bývají doplněny zámky, které zabraňují jejich axiálnímu a rotačnímu pohybu. Neobvyklá není ani úprava pouzdra použitím tzv. výstelky z různých materiálů pro zlepšení kluzných vlastností a opotřebení. K moderním konstrukčním prvkům patří také úprava pouzder v podobě drážkování pro lepší odvod tepla a tok maziva.

Nejtriviálnějším axiálním ložiskem je kroužek opatřený drážkami pro vznik mazacího klínu. K pokročilejším a rozšířeným řešením patří segmentová axiální ložiska. Axiální ložiska často zastávají pouze vodící funkci a jsou kombinována s radiálními kluznými ložisky.

Speciálním případem ložisek jsou ložiska hydrostatická, která se vyskytují především v radiální variantě. Tato ložiska jsou náročná na provedení mazacího a tlakového systému, jak je zřejmé z definice hydrostatického mazání. Další zcela speciální skupinou jsou mezně mazaná a samomazná kluzná ložiska.



Obr. 9 Oblasti aplikací kluzných ložisek [deva.bm]

#### 3.4.4 Ložiska s mezným mazáním

Jak již bylo řečeno v kapitole 3.4.1, mezné mazání nastává pokud je olejový film mezi kontaktními plochami velmi tenký, přerušovaný a v krajním případě žádný. U hydrodynamických ložisek mezné mazání nastává zpravidla při startu a zastavování popřípadě při nestandardních změnách provozních podmínek, jako například při zvýšení zatížení či omezení přívodu maziva. Lze se setkat i se stavem, kdy ložisko pracuje částečně v podmínkách hydrodynamického mazání a částečně v podmínkách mazání mezného. Režim nazýváme smíšeným mazáním. Tento stav

může nastat při malé viskozitě maziva, malých provozních otáčkách, přetížení ložiska či velmi malé vůli.

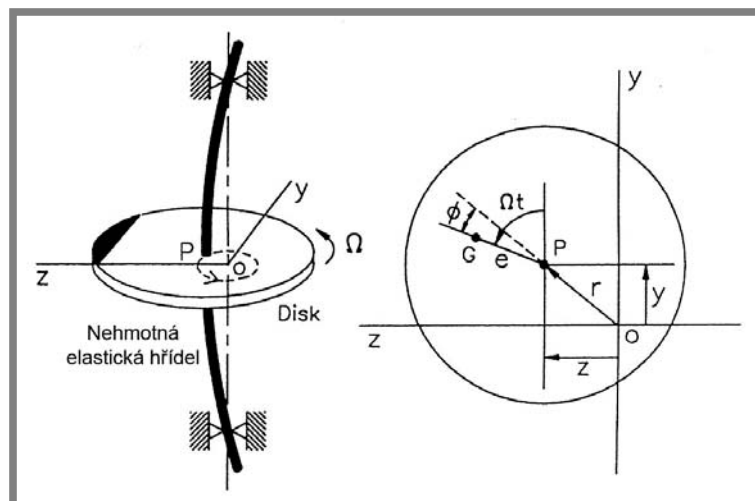
Je mnoho aplikací, které vyžadují záměrné použití mezně mazaného ložiska nebo ložiska se smíšeným mazáním, ať už z hlediska ekonomického či obtížných provozních nebo konstrukčních podmínek. Ložisko tohoto typu mají nutně omezenou životnost, neboť dochází ke kontaktům třecích povrchů. Pro taková ložiska se zpravidla používají také speciální druhy maziv, neboť běžné oleje nezajišťují uspokojivé provozní podmínky.

I ve zmíněných typech ložisek je však poměrně neobvyklý případ ložisko, kde není přikládán zásadní význam způsobu mazání či materiálu třecích ploch, jak je tomu v našem případě. Mazání našeho uzlu je prováděno pouhým rozstříkem maziva a kontaktní plochy jsou obrobny z poměrně standardních ocelí s přihlédnutím ke kvalitě obrobení kontaktních ploch (broušený povrch).

## 3.5

### 3.5 Dynamika jednoduchých rotorů

Při řešení problému s hlukem kluzného uložení diferenciálu souvisí i sestavení matematického modelu, kterým by bylo možno chování uložení popsat. Jelikož předpokládáme významný vliv rotace na uložení, je logické, že by neměla být opomenuta oblast dynamiky rotujících součástí. Se simulací a popisem jejich fyziky je úzce spjata problematika rotorů, která se zabývá popisem krouživého kmitání rotoru za provozu [25, 26]. Modely rotorů lze často využít k analýze problémů spojených s rotačními součástmi buzenými vibracemi. Nejjednodušší modely jsou lineární, jejich rozšiřováním lze však dosáhnout i složitých nelineárních soustav. Komplexní model je ale často natolik výpočetně náročný, že jeho použití pro analýzu se stane nepraktickým.



Obr. 10 Grafické znázornění modelu Jeffcotova rotoru [27]

## 3.5.1

#### 3.5.1 Jeffcotův rotor

Nejjednodušší používaný model je tzv. Jeffcotův rotor, který představil H. H. Jeffcot v roce 1919. Model je složen z hmotného nevyváženého disku upevněného uprostřed nehmotné hřídele uložené ve dvou tuhých ložiscích. Kromě rotace tak disk vykonává pouze translační pohyb. Lee [27] ve své knize popisuje, že pomocí Jeffcotova rotoru lze vysvětlit jak dosahuje amplituda krouživého kmitání svého maxima při dosažení

kritické rychlosti. A to i přesto že jediným efektem rotačního pohybu zahrnutého do modelu je vliv síly od neváhy.

Rotor v tomto modelu může vykonávat pohyb pouze ve vertikálním a horizontálním směru, čímž vznikají orbity. Orbity jsou znázorněním pohybu středu rotoru vůči elastické ose hřídele. Zdrojem vibrací je neváha disku. Gyroskopické momenty jsou zanedbávány neboť disk je umístěn na hřídeli symetricky. Zároveň je zanedbána hmotnost hřídele v porovnání s diskem. Ložiska jsou uvažována jako tuhá (Obr. 10).

Rovnice pro jednotlivé směry:

$$m \frac{d^2}{dt^2} (y + e \cos \Omega t) = -ky - cy \quad 1)$$

$$m \frac{d^2}{dt^2} (z + e \sin \Omega t) = -kz - cz \quad 2)$$

Rovnice lze převést na tvar:

$$m\ddot{y} + c_d \dot{y} + ky = me\Omega^2 \cos \Omega t \quad 3)$$

$$m\ddot{z} + c_d \dot{z} + kz = me\Omega^2 \sin \Omega t \quad 4)$$

Přičemž  $m$  je hmota disku,  $c_d$  je koeficient útlumu,  $k$  je příčná tuhost,  $e$  je excentricita disku a  $\Omega$  je rychlost rotace hřídele.

Pokud do rovnic zavedeme komplexní poloměr krouživé kmitání  $r$ , vlastní frekvenci  $\omega_n$  a útlum  $\gamma$  můžeme z rovnice vyjádřit vztah pro stabilní stav z něž lze vyjádřit rovnici pro amplitudu výchylky krouživého kmitání  $r_u/e$ . Pro toto vyjádření předpokládáme že rotor vykonává dopředné synchronní krouživé kmitání.

$$\frac{|r_u|}{e} = \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\gamma\left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)\right)^2}} \quad 5)$$

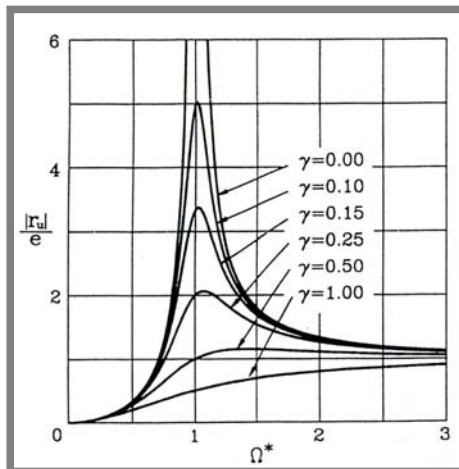
Kritickou rychlost, tedy rychlost při které je dosaženo maximální amplitudy lze definovat takto:

$$\Omega_{cr} = \frac{\Omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1 - 2\gamma^2}} \quad \text{platí za předpokladu} \quad \gamma < \frac{1}{\sqrt{2}} \quad 6, 7)$$

Z obrázku 11 je pak patrné, že parametrem nejvíce ovlivňujícím amplitudu kmitání v okolí kritické rychlosti je tlumení. Zvýšené tlumení vede k poklesu amplitudy, ale zvyšuje hodnotu kritické rychlosti. Při dostatečně velkém tlumení však již kritická rychlost není „kritická“ pro provoz.

Pohyb geometrického středu disku opisuje při krouživém kmitání kružnici (orbitu) o poloměru  $|r_u|$  okolo středu rotace (osa uložení). Při překračování kritické rychlosti se mění fázový úhel mezi vektorem neváhy a krouživého kmitání z ostrého úhlu přes pravý na úhel přímý. Jev se nazývá „inverze při kritické rychlosti.“ Dochází při něm také k pohybu středu hmotnosti vůči středu disku. V podkritických rychlostech, kdy  $\Omega/\omega_n < 1$  leží střed hmotnosti vně orbity opisované středem disku. Při dosažení kritické rychlosti  $\Omega/\omega_n = 1$  svírají vektory neváhy a pohybu pravý úhel. Střed hmotnosti se blíží k opisované kružnici. V nadkritických rychlostech při  $\Omega/\omega_n > 1$  se střed hmotnosti nachází uvnitř opisované orbity a při dostatečně vysokých úhlových rychlostech může teoreticky ležet až na ose rotace. Jednoduchý model lze zpřesnit zavedením parametrů charakterizujících ložiska, tuhost hřídele a tlumení.

Pokud je třeba zahrnout působení momentů setrvačnosti a gyroskopických momentů, je třeba rovnice rozšířit aby bylo možné tyto efekty zahrnout do analýzy.

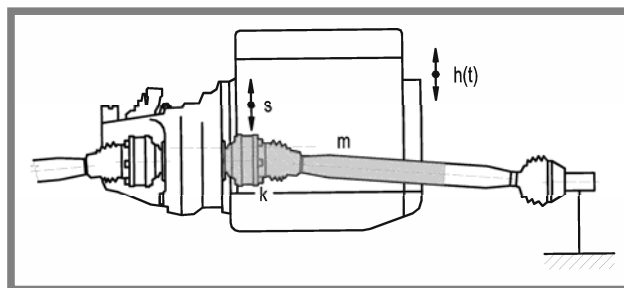


Obr. 11 Křivky průběhů amplitudy kmitání při různých hodnotách útlumu [27]

3.6

### 3.6 Matematický model

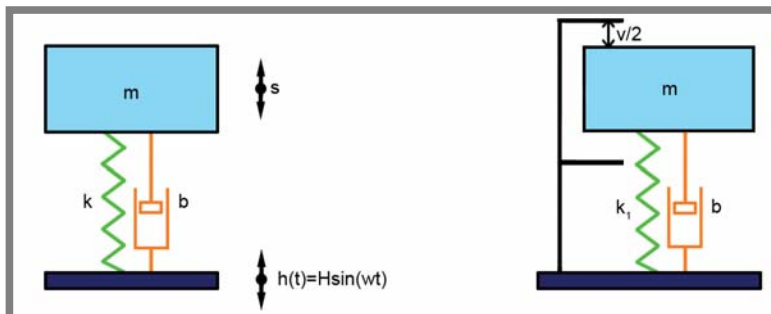
Nevyvážené posuvné hmoty v pohonné jednotce automobilu způsobují kmitání celého agregátu v ose válců na kmitočtu 2x větším, než jsou otáčky motoru. Toto chvění způsobí rozkmitání hnacího hřídele pružně uloženého v převodovce (Obr. 12). Pokud rozkmit vybuzeného kmitání překročí vůli v uložení dochází k jevům popsaným v kapitole 3.2.



Obr. 12 Schéma pohonného agregátu se zvýrazněnými kmitajícími elementy

Aby bylo možné pospaný uzel matematicky namodelovat, je nutné zvolit vhodný matematický popis vystihující reálné chování uzlu. S přihlédnutím k rovnicím rovnovážného stavu kluzného ložiska lze vyjádřit také rovnice k popisu pohybu středu čepu kluzného ložiska. Tento přístup vede na soustavu komplikovaných diferenciálních rovnic a podrobněji se jím zabývá například Lee [27]. Lze předpokládat, že podobné modely by mohly být s výhodou aplikovány v některém s komplexních systémů k modelování dynamiky jako je například Adams nebo Nastran. Jak se však ukázalo při předchozích experimentech na ÚK, je poměrně obtížné a často i nemožné změřit charakteristiky všech parametrů, které vstupují do modelu. Situace je o to složitější, že množství parametrů je nelineárních, což celou situaci ještě více komplikuje. Komplikované modely se tak často stávají neproduktivní, jelikož mnoho parametrů je pouze odhadnutých či zjednodušených a složitý model tak ztrácí výhodu schopnosti zahrnovat v sobě velké množství charakteristik modelovaného problému. V předchozích pracích na ÚK [19, 20]

souvisejících s výzkumem chování uložení s pružnou vazbou se potvrdilo, že funkční cestou může být zjednodušení mechanického modelu uložení se základem ve stavových rovnicích obecné dynamiky. První modely byly řešeny jako soustavy hmoty s pružinou o jednom stupni volnosti (Obr. 13) a kinematickým buzením.



Obr. 13 Grafické schéma modelů s jedním stupněm volnosti

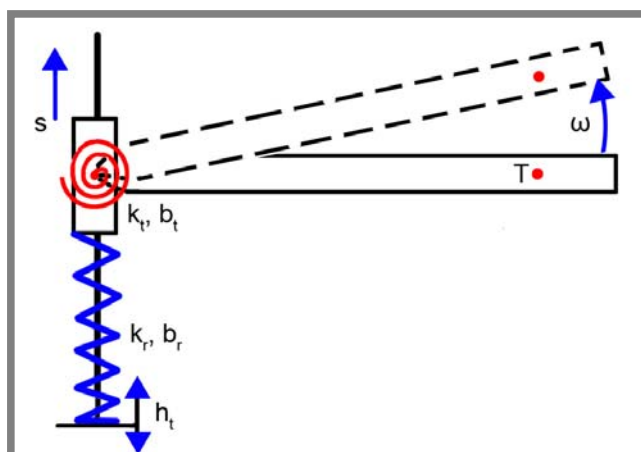
Pohyb kmitající hmoty byl navíc omezen vůlí. Model byl popsán následující stavovou rovnicí:

$$m \cdot a + F_k \cdot s = h(t) \cdot F_k \quad 8)$$

Vstupními parametry modelu byly budící amplituda  $H$ , vůle  $v$ , budící otáčky motoru  $n$ . Tuhost pružiny  $F_k$  je důvodu její nelinearity zadána programově z naměřených hodnot. Programově je zadána také podmínka při, které se hmota na pružině dotýká či nedotýká omezovače radiální vůle  $K(x)$ . Hmotnost  $m$  je stanovena výpočtem redukované hmotnosti poloosy. Protože model nedosahoval dostatečné shody s realitou, byl později nahrazen složitějším modelem se dvěma stupni volnosti. Dvoustupňový model lépe vystihoval reálnou situaci a skládal se z radiální a torzní pružiny a dovoluje kmitání i natáčení (Obr. 14). Stavové rovnice pro posuv (9) a natočení (10) poté vypadaly následovně:

$$m \cdot a + b_r \cdot v + b_t \cdot \omega + k_r \cdot s + k_t \cdot \varphi = m \cdot g + k_r \cdot h(t) \quad 9)$$

$$I \cdot \alpha + b_r \cdot v + b_t \cdot \omega + k_r \cdot s \cdot r_o + k_t \cdot \varphi = m \cdot g \cdot r_o + k_t \cdot h(t) \quad 10)$$



Obr. 14 Grafické schéma dvoustupňového modelu

Pro tento model musely být rozšířeny a upraveny vstupní parametry. Model pracuje s budící amplitudou  $H$  a hmotností  $m$ , stejně jako předchozí varianta s jednou pružinou. Tuhost pružiny byla rozdělena na torzní  $k_t$  a radiální  $k_r$  přičemž hodnoty

tuhostí byly zadávány jako naměřené hodnoty. Model byl doplněn o parametry tlumení  $b_r$  a  $b_t$ , které byly stanoveny experimentálně. Byla zohledněna také podmínka pro omezení vůle pro posunutí i natočení.

Pro řešení diferenciálních rovnic byl zvolen program MathCad, který disponuje řešičem metodou Runge-Kutty čtvrtého řádu. Jedná se o jednokrokovou explicitní iterativní aproximační metodu. Metoda je samostartovací a používá se při řešení úloh se známými počátečními podmínkami.

Popisované modely byly funkční především v oblasti lineárně zadávaných parametrů. Při takovém zjednodušení však byly vzdáleny realitě. Pokud se ale do modelů dosazovaly měřené charakteristiky nelineárních tuhostí pružin, docházelo zpravidla ke kolapsu řešiče nebo se spočtené výsledky výrazně lišily od změřených. Je tedy zřejmě nutné sestavit komplexnější model a zároveň změnit prostředí pro jeho řešení, neboť MathCad se ukazuje jako nevhodný pro řešení náročnějších modelovaných soustav a především nelineárních rovnic.

Nový simulační model by měl být schopen reflektovat všechny očekávané konstrukční vlastnosti sledovaného uzlu (vůle v uložení, nelinearity pružných elementů a ložisek, vliv smykové tření, viskozita oleje atd.). Model musí zároveň umožnit simulovat co nejširší škálu negativních vlivů na chování uzlu jako jsou:

- Velikost radiální vůle
- Různé hladiny kmitočtu otáčení
- Kvalita prostředí mezi jádrem a otvorem (tuhost, viskozita, úprava povrchu)
- Hodnota případné nevyváhy vnitřní hřídele
- Velikosti momentů setrvačnosti a gyroskopických momentů
- Externě buzené vibrace uzlu (amplituda, tvar a frekvence kmitu)
- Rovina externích kmitů vůči směru gravitace
- Způsob tvarové vazby mezi jádrem a tělesem
- Odchylky tvaru válcových povrchů
- Redukované momenty setrvačnosti připojených dílů atd.

Pro takto komplikovaný model plánujeme použít moderních výpočtových prostředí jako jsou ADAMS, Nastran či Matlab. Systém ADAMS patří mezi moderní výkonné multibody systémy, které se využívají k simulaci složitých dynamických dějů. Dovoluje možnost importovat geometrii součástí z 3D CADů a disponuje rozsáhlými možnostmi nastavení simulace. Obdobnými možnostmi disponuje i prostředí Nastran. Program Matlab je naproti tomu silný v řešení úloh zadaných pomocí rovnic a ve spojení s nadstavbou Simulink se také jedná o produktivní prostředí pro tvorbu simulačních modelů dynamických jevů.

## **4 ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ REŠERŠE**

**4**

---

Problematika hluku diferenciálu u osobního automobilu je řešena řadou světových automobilek. Ze spolupráce s automobilkou Škoda je zřejmé, že problémy jsou řešeny pouze v rámci jednotlivých výrobců automobilů a výsledky jsou pečlivě tajeny před konkurencí. V tomto ohledu se vymyká pouze výrobce ložisek INA, který nabízí řešení pomocí speciálního typu ložiska a zároveň odkrývá i vlastní experimenty týkající se problematiky hluku uložení. Je však zajímavé, že ve vědecké literatuře není problému věnováno mnoho prostoru. A to ani při rozšíření a zobecnění problematiky směrem ke kluzným ložiskům a dynamice rotorů. Jedná se zpravidla o pouze okrajově související témata, jejichž náplní je ponejvíce sledování stability mazacího filmu v ložisku nebo sledování a řízení stability rotoru. I přes jistou strohost v publikovaných poznacích týkajících se hlukových problémů v kluzných uloženích lze najít důležité informace, které mohou přispět k úspěšnému řešení problému v rámci vlastní disertační práce. S využitím získaných informací byla vytipována řada parametrů, jejichž vliv na provoz uložení by měl být přezkoumán experimentálně a prostřednictvím matematického modelování. K nejdůležitějším patří zcela jistě vliv vibrací způsobených pohonnou jednotkou jak vyplývá z materiálů firmy INA a experimentů provedených na ÚK v předchozích letech. Dalším zajímavým faktorem, který by mohl vést k řešení problému je i výběr alternativního způsobu mazání, například vyplnění uložení velmi viskózním mazivem. Touto cestou by mohl být výrazně ovlivněn útlum při kmitání, což může mít významný dopad na chod uložení, jak vyplývá z dynamiky jednoduchých rotorů. Dále je ze závěrů týkajících se experimentů s uložení s pružinou zřejmé, že velmi výrazný vliv na chování uložení má také jeho radiální tuhost a je třeba její vliv podrobně analyzovat. Nevhodná tuhost uložení se zdá být příčinou selhání konstrukčních variant uzlu vyvinutých automobilkou Škoda.

## **5 5 DEFINICE CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE**

Na základě rešerše se jako hlavní záměr disertační práce jeví sestavení účinné metodiky pro hodnocení možných hlukových projevů vybrané či navrhované konstrukční varianty kluzného uložení unašeče v diferenciálu. Vývoj takové metodiky by byl přínosným z hlediska ekonomického i časového. Součástí metodiky by byla metoda testování realizovaných konstrukčních variant, analyzační program a především virtuální prototyp uložení v podobě ověřeného matematického modelu. Pomocí simulačního modelu by mělo být možné stanovit vhodné parametry pro konkrétní variantu uložení ještě před jeho fyzickou realizací a významně tak eliminovat doposud více používanou metodu pokus-omyl s fyzicky vyrobeným prototypem. Při testování metodiky bude možné ověřit také výsledky experimentů publikovaných firmou INA, které se věnují taktéž hlukovým projevům uzlu diferenciálu.

Rozsah konkrétních dílčích cílů disertační práce by tedy byl následující:

- sestavení vhodných experimentů pro ověření vytipovaných parametrů uložení, analýza a posouzení jejich vlivu na hlukovou emisi uzlu a ověření správnosti použité metodiky provedení experimentu.
- nalezení hodnotícího kritéria pro stanovení charakteru a významnosti hlukové emise uzlu.
- sestavení funkčního simulačního matematického modelu.
- ověření modelu na základě experimentálně získaných dat.
- porovnání výsledků nově vytvořeného modelu s předchozími variantami modelů uložení.
- sestavení a odladění metodiky pro podporu konstrukce uzlu z hlediska jeho hlučnosti.

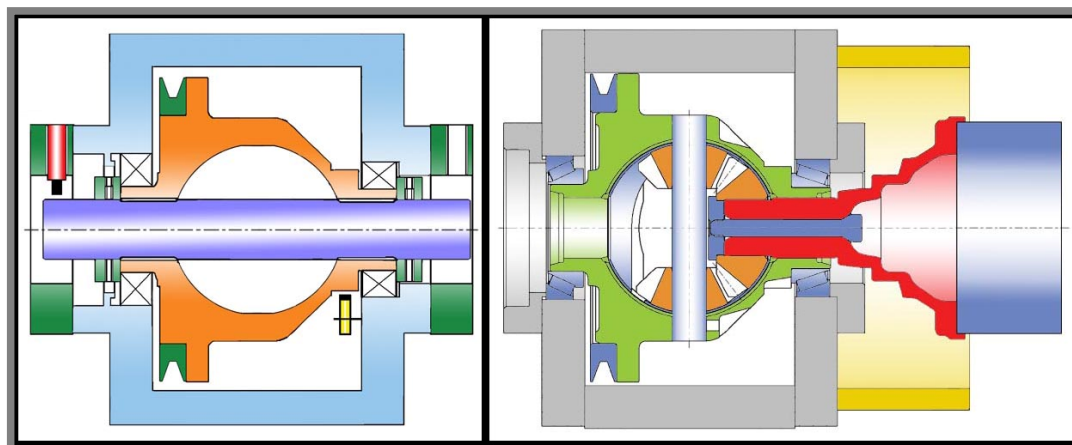
Experimenty je z velké části možno realizovat v prostorách laboratoře Ústavu konstruování, popřípadě ve spolupráci s laboratoří Ústavu mechaniky těles. Jako zkušební vzorky poslouží konstrukční varianty uložení vyvinuté a poskytnuté automobilkou Škoda.

## 6 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÍ DISERTAČNÍ PRÁCE

Jak již bylo řečeno, na ÚK byla v minulosti provedena řada experimentů týkajících se hlukové emise automobilu [2, 3, 4, 5, 6]. Řada experimentů byla prováděna přímo na reálném vozidle. Ovšem měřicí postupy realizované na vozidle s sebou nesly jisté problémy. Hluk pozadí (pohonného agregátu, výfuku apod.) převyšoval hladinu hluku sledovaného objektu, což znemožňovalo použití standardních měřicích postupů. Jako výhodné se ukázalo přenesení problému do podoby fyzikálního modelu [19]. Fyzikální model představuje realizaci problému za přijatelného zjednodušení konstrukce při zachování fyzikálního principu. Fyzikální model je vhodný také k simulaci různých standardních i nestandardních provozních podmínek, které často nemohou být uspokojivě dosaženy na reálné součásti v rámci celé konstrukční sestavy. V návaznosti s fyzikálním modelem se sestavuje i matematický simulační model, který dovoluje snadnou optimalizaci a testování vstupních parametrů a tedy i sledované konstrukční varianty.

### 6.1 Experimentální stanice

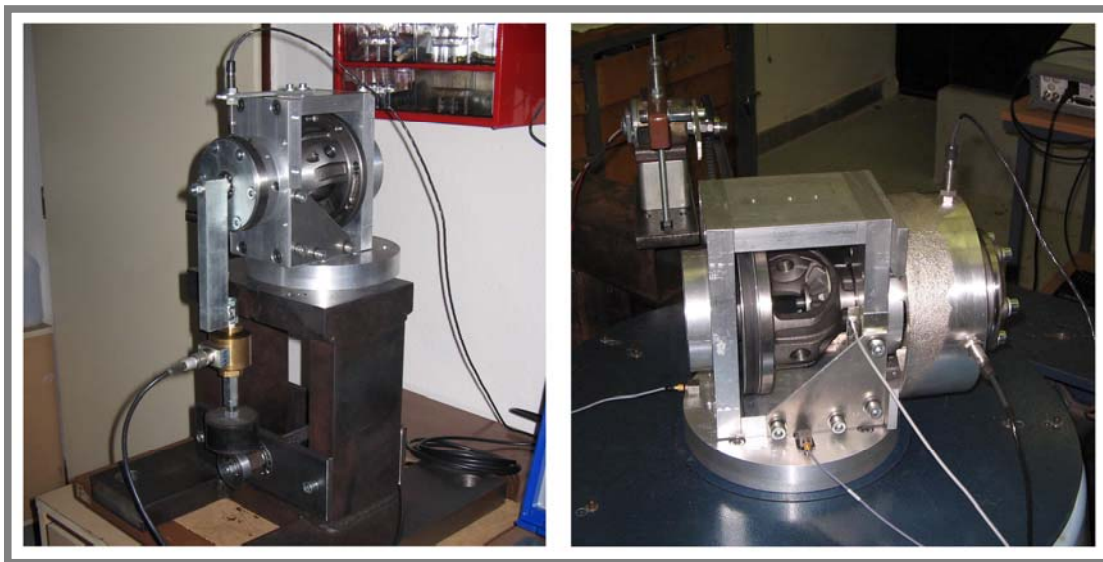
V našem případě je fyzikální model reprezentován měřicí stanicí jejíž řez je na obrázku 15. Základem je experimentální skříň pro uložení reálného automobilového diferenciálu, která byla vyvinuta v souvislosti s testováním uzlu s pružnými aretačními členy. Návrh skříňe je univerzální a dovoluje použití v různých konfiguracích vhodných pro sběr parametrů, popisujících sledovanou variantu, které pak poslouží jako vstupy pro matematické modelování problému. Díky dostatečné tuhosti konstrukce skříňe ji lze použít pro měření radiální výkyvné tuhosti uzlu (Obr. 16a). Pro sledování provozních stavů uložení je experimentální skříň umístěna na dílenský vibrátor, který simuluje budící vibrace od pohonu (obr. 16b). Při konstrukci proto bylo nutné přihlédnout k maximální nosnosti dílenského vibrátoru, která je 15 kg.



Obr. 15 Řez experimentální skříňí ve variantě s průběžnou hřídelí a variantě s unašečem

Stanice je vybavena dvěma velmi přesnými indukčními snímači posunutí, které pracují na principu vířivých proudů. Jejich pomocí jsou sledovány výchylky hřídele ve svislém a podélném směru. Osy snímačů tedy svírají úhel 90 stupňů. Pro experimenty je nutná znalost otáček koše diferenciálu, proto je stanice doplněna také snímačem otáček, který pracuje na principu Hallova jevu. Pohon stanice byl zpočátku zajištěn stejnosměrným elektromotorem s regulovaným napájecím zdrojem.

Toto řešení však není vhodné z hlediska synchronizace vyhodnocovaného převodu a budicího signálu. V pozdějších fázích byl tedy pohon nahrazen synchronním elektromotorem ovládaným pomocí programovatelného frekvenčního měniče. Zároveň s výměnou elektromotorů došlo i k nahrazení klínového řemenu ozubeným řemenem, který dovoluje lepší přenos kroutícího momentu na koš diferenciálu. Pro měření na dílenském vibrátoru doplňujeme stanici citlivým akcelerometrem firmy Bruel and Kjaer, jehož prostřednictvím lze kontrolovat skutečný průběh budicího signálu, popřípadě využít signál jako pomocný při provádění analýz. Pro kontrolu synchronizace budicího signálu s otáčkami je v případě stanice s pohonem řízeným frekvenčním měničem použit obdélníkový signál generovaný řídicí jednotkou budiče. Měřicí počítač Dewetron DEWE 2010 vybavený měřicí kartou a širokou škálou modulů pro sběr dat je použit k záznamu signálů ze všech připojených snímačů. Softwarově pak sběr dat zajišťují řídicí programy v prostředí LabView. K vyhodnocení získaných dat byl navržen originální software, kterému je dále v práci věnována samostatná kapitola 6.3.



a)

b)

Obr. 16 Experimentální skříň v konfiguraci pro měření tuhosti a vibrací

## 6.2

### 6.2 Ověření fyzikálního modelu

Aby bylo možné fyzikální model použít pro „ostrá“ měření, je třeba provést ověření správné funkce. Jednou z možností jak ověření provést je porovnání výsledků měření na reálném uzlu s modelovanými při zachování co nejshodnějších provozních podmínek. Analýza výsledků je pak schopna poskytnout poměrně přesný obraz o tom, zda je zvolené zjednodušení v rámci modelu přípustné a zda je zachován odpovídající fyzikální princip funkce a simulace tedy odpovídá skutečnosti.

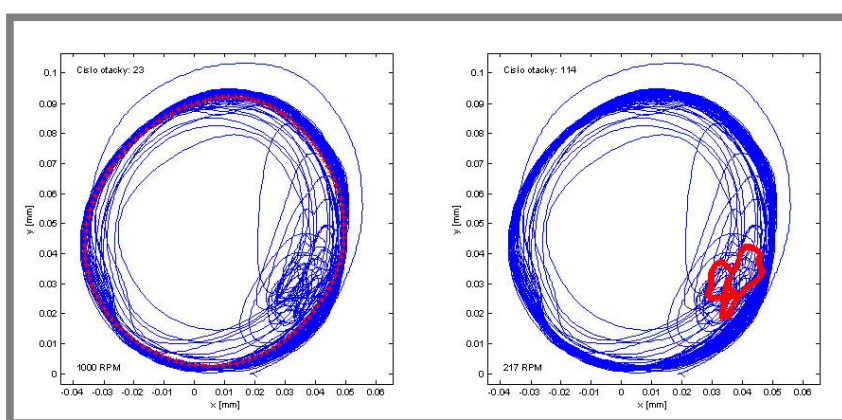
#### 6.2.1

##### 6.2.1 Ověření správné funkce modelu bez externích vibrací

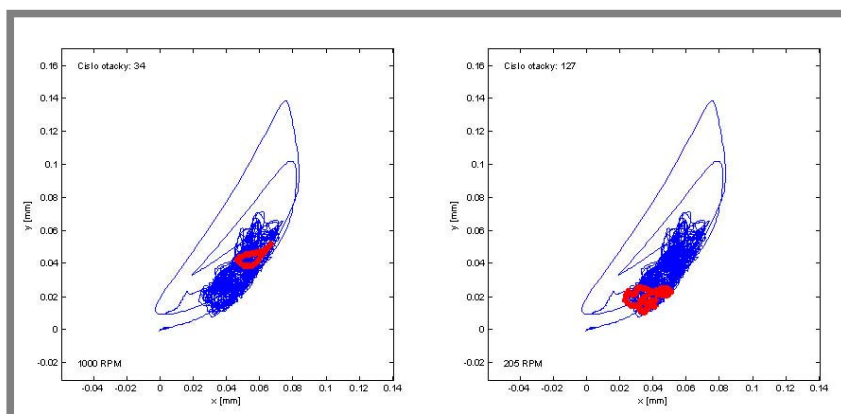
V první fázi experimentů jsme fyzikální model uložení zjednodušili a neuvažovali proto s externími vibracemi. Dále jsme také neprováděli měření s unašečem, ale nahradili jsme jej speciálními průběžnými hřídeli. Za těchto podmínek bylo poměrně snadné předpovědět možné chování uložení a vysledovat možné problémy, které by ve výsledku mohly znehodnotit experimenty s reálným unašečem. Průběžné hřídele jsme vyrobili v několika provedeních, což nám umožňovalo kombinovat různé

radiální vůle v uložení. Ověřili jsme také vliv přítomnosti maziva na chování uložení. Typická zkouška vypadala následovně. Diferenciál byl roztočen na 1000 RPM. Poté byl odpojen pohon a diferenciál zpomaloval do zastavení. Pomocí vyhodnocovacího programu v prostředí Matlab byla provedena analýza chování uzlu v různých otáčkových hladinách.

Již první ověřovací měření pomohly odhalit konstrukční chyby, které znehodnocovaly experimenty. Tyto chyby plynuly z již zmíněné velmi vysoké přesnosti použitých snímačů posunutí. U prvních prototypů průběžných hřídelí jsme nepřikládali větší význam způsobu výroby, což se projevilo nepříjemně velkým házením a nedostatečnou kvalitou měřeného povrchu. To se projevilo příliš velkým „rušením“ signálu, které by bylo velmi obtížné odfiltrovat a získat tak informaci o samotném chování hřídele. Byly proto vyrobeny nové hřídele, při jejichž výrobě byly popsané „konstrukční vady“ odstraněny.



**Obr. 17** Záznam pohybu výstupní hřídele s mazáním a bez externích vibrací (vůle 0.1 mm)



**Obr. 18** Záznam pohybu výstupní hřídele bez mazání a externích vibrací (vůle 0.3 mm)

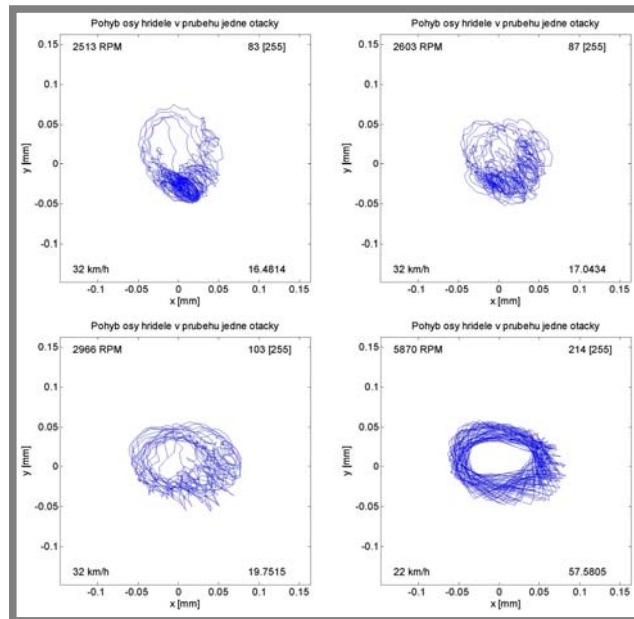
Příklad charakteristik měření bez externích vibrací je na obrázcích 17 a 18. Z dosažených výsledků je patrné, že nedochází ke vzniku krouživého kmitání hřídele v uložení, což je logicky dáno nepřítomností buzení ať už v podobě externích vibrací či nevývahy hřídele. Nastávají pouze dva provozní stavy. Synchronní precesní pohyb s pravidelnou orbitou v případě mazaného uložení s malou vůlí. V ostatních případech se hřídel s malou výchylkou kýve okolo své rovnovážné polohy ve spodní části uložení. Není tedy žádný důvod pro zvýšení hlukové emise uložení.

Modelované provozní stavy se výrazně odlišují od provozních stavů připisovaných reálnému uložení, avšak odpovídají očekávání. Zde je nutno podotknout, že relativní rychlost mezi hřídelí a košem diferenciálu je velmi malá, v podstatě se jedná o prokluz. Při namazání tedy pravděpodobně nedochází ke vzniku hydrodynamického klínu, ale pouze narůstá třecí odpor, který ve spojení s dostředivou silou může držet hřídel „přilepenou“ ke koši diferenciálu a tím vznikne opisovaná orbita. Lze si také povšimnout podstatného vlivu velikosti radiální vůle v ložisku na unášivou sílu. K dalšímu ověřování je tedy zcela nutné zavedení externích vibrací, které zřejmě mají nejvýznamnější vliv na chod uložení.

## 6.2.2

### 6.2.2 Ověření správné funkce modelu s externími vibracemi

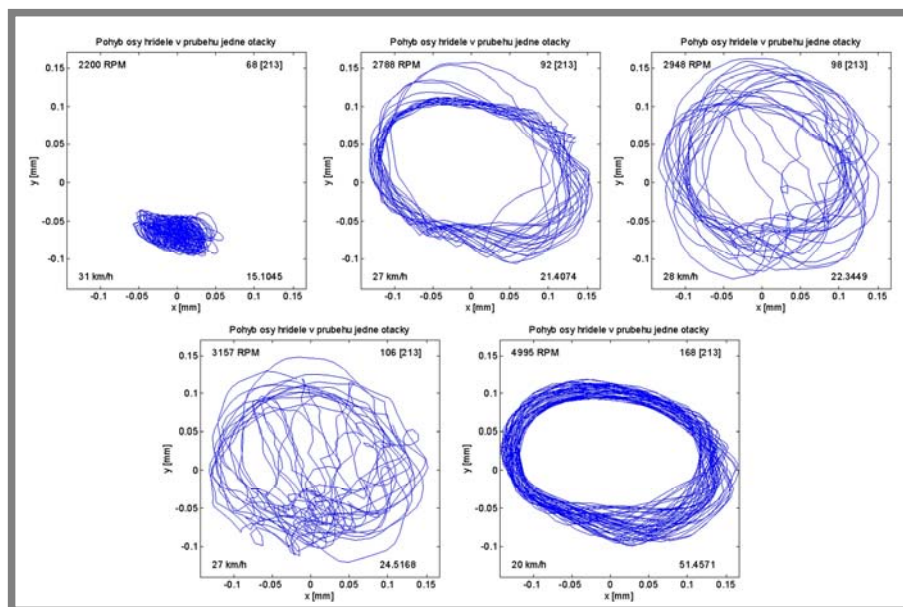
V následujícím kroku jsme tedy realizovali měření na elektrodynamickém jednoosém budiči. Jako etalon pro nastavení provozních podmínek experimentu posloužily parametry vozu Škoda Fabia. Zkoumané otáčkové hladiny uzlu byly zvoleny v rozsahu odpovídajícím provozním rychlostem od 30 km/h do 170 km/h reálného automobilu. Na základě známých charakteristik pohonné a převodové soustavy byly stanoveny parametry externího harmonického buzení v rozsahu 20 až 220 Hz při konstantní amplitudě 0.1 mm. Stanovená amplituda vychází z experimentů zaměřených na vibrace pohonu reálného automobilu provedených automobilkou Škoda. K analýze výsledků bylo opět využito programové prostředí Matlab.



Obr. 19 Záznam pohybu výstupní hřídele s externími vibracemi – vůle 0.1 mm, rychlost unašeče 30 km/h

K ověření byly použity průběžné hřídele. Na následujícím obrázku (Obr. 19) jsou zachyceny průběhy orbit uložení pro variantu uložení s radiální vůlí 0.1 mm v otáčkách odpovídajících rychlosti 30 km/h. Uložení je namazané. V průběhu zkoušky si můžeme povšimnout, že uložení projde „rezonančním“ stavem způsobeným externími vibracemi. Dochází k porušení precísního pohybu a hřídel chaoticky naráží do stěn uložení. Důsledkem je nárůst hlukové emise. Jakmile otáčky dostatečně narostou, jev se vytratí a hřídel vykonává synchronní rotační pohyb vymezený radiální vůlí.

Obrázek 20 popisuje průběhy orbit pro variantu uložení se zvýšenou radiální vůlí na 0.3 mm a v otáčkách odpovídajících rychlosti 30 km/h. Díky zvětšené vůli v uložení dochází k nárůstu výchylky a na hranici 2000 RPM je dosaženo dopředného unášení. K porušení synchronního pohybu dojde po překročení 2500 RPM a chaotičnost se projevuje až na hranici 3200 RPM. Poté opět dochází k ustálení a hřídel vykonává synchronní precesní pohyb s výchylkou v rámci vymezené vůle.



Obr. 20 Záznam pohybu výstupní hřídele s externími vibracemi – vůle 0.3 mm, rychlost unášeče 30 km/h

Výsledky dosažené při měření s průběžnými hřídelemi vedou zcela jednoznačně k nahrazení průběžných hřídelů v modelu reálným unášečem. Tímto způsobem bude do modelu vloženo zcela reálné uložení. Při nahrazení modelové hřídele reálnou součástí lze předpokládat výrazné zpřesnění fyzikálního modelu.

### 6.3 Analýza signálu ve frekvenční oblasti

Každý ze snímačů v měřicí stanici zasílá v průběhu měření neustále informace o sledované veličině. Analogovou informaci převezme měřicí karta počítače, která se ve spolupráci s ovládacím softwarem postará o její přeložení do „počítačového jazyka“ – digitalizaci. Aby byly získávané informace co nejhodnotnější je třeba dbát na správné nastavení celého měřicího a analytického řetězce z hlediska hardwaru i softwaru.

Nyní tedy máme záznam o průběhu jednotlivých měřených signálů v počítači a nezbývá než vybrat vhodný způsob analýzy. V našem případě se jedná o analýzu signálů ve frekvenční oblasti, která dovoluje lokalizovat zdroje hluku a vibrací ve sledovaném zařízení..

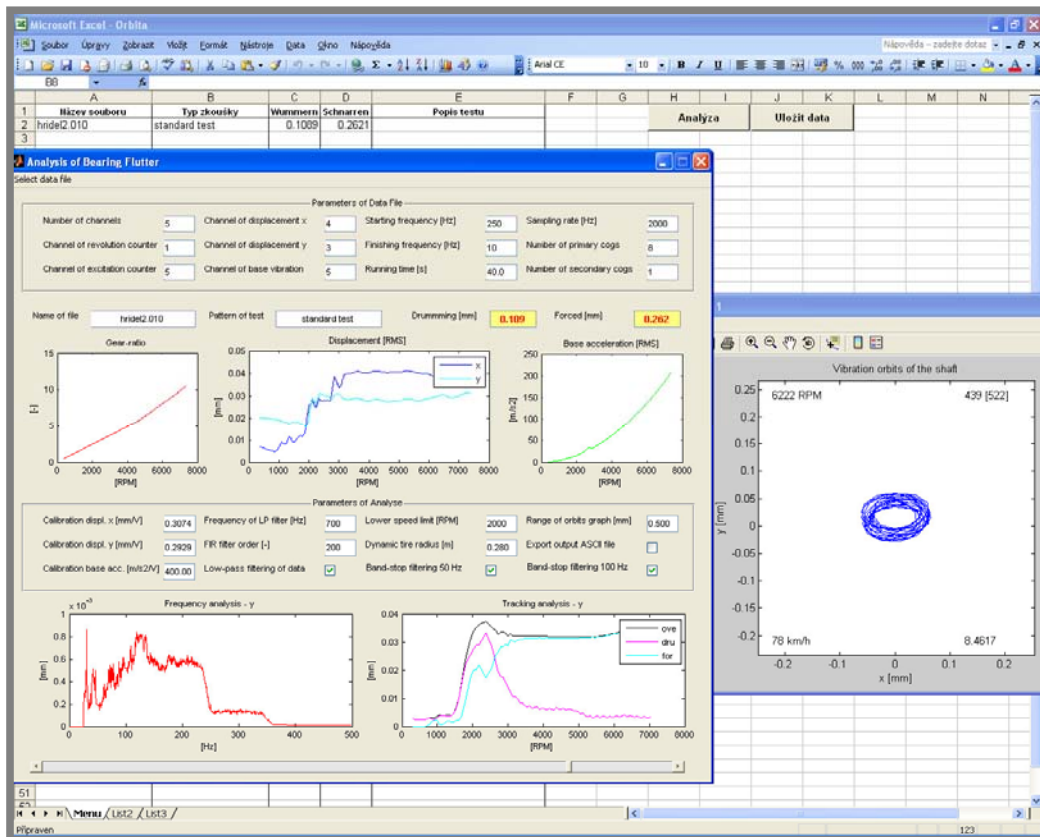
#### 6.3.1 Analytický software

Analytický software pro zpracování měřených dat je postaven „na míru“ prováděným experimentům a sledovaným charakteristikám. Při návrhu programu byly zohledněny navíc také požadavky na rychlost výpočtů, přehlednost a produktivitu analýzy. Z těchto důvodů bylo pro realizaci výpočtového a

6.3

6.3.1

analytického modulu zvoleno prostředí Matlab. K dalšímu zpracování a k prezentaci analyzovaných dat je využito softwaru Excel. Maska analytického programu Orbit je ukázána na obrázku 21.



Obr. 21 Ukázka programu orbit – uživatelské rozhraní analytického modulu

Navržený program umožňuje názorné zobrazení měřených orbit v různých otáčkových režimech. Dále nám udává důležitá hodnotící kritéria pro určení převládajícího typu hluku vydávaného z uzlu. Použitou metodou je souběžová filtrace na vybraných násobcích otáčkového kmitočtu. Zvláštní význam má souběžová filtrace v pásmu se středem na budícím kmitočtu. Průběh trackingu v pásmu okolo budícího kmitočtu popisuje intenzitu odezvy na budící vibrace což je typické pro výrazně naladěné modální systémy bez vůle jako jsou například unašeče s pružnými vazbami. Výsledek je pak korigován o průběh filtrovaného signálu se středem na otáčkovém kmitočtu diferenciálů, který udává především vliv házení. Házení však nemá vliv na hlukovou emisi a proto pokud od celkového signálu odečteme průběh obou předchozích filtrací, zbývá signál nesoucí informace o vibracích uzlu s obtížně definovatelnými příčinami. Na základě těchto průběhů lze stanovit intenzitu chaotického chování uzlu nazvaného drumming či wummern. Výkonové sumace zmíněných signálů nám dovolují popsat chování analyzované varianty v jednom čísle pro zmíněné filtrované signály. Zároveň tak získáváme kritérium pro hodnocení možné hlukové emise dané varianty. S takto připraveným komplexním analyzačním nástrojem není nyní problém provést množství měření rozličných konstrukčních variant diferenciálů a provést pak produktivní analýzu získaných balíků dat.

## 7 ZÁVĚR

Snižování hluku automobilu je věnována stále vysoká pozornost výrobců automobilů. Dnešní vysoké standardy z hlediska ekologie a komfortu ani nedovolují jinak. Práce se zaměřuje na analýzu příčin zvýšené hlukové emise automobilového diferenciálu a málo radiálně zatíženého kluzného uložení obecně. Cílem práce je shrnutí dosavadních poznatků získaných spoluprací s automobilkou Škoda, z měření provedených v předchozích letech v našich laboratořích a dostupné literatury. Na základě analýzy zjištěných informací jsou vytipovány důležité parametry u kterých je předpoklad největšího vlivu na správný provoz kluzného uložení. V práci je dále naznačena metodika postupu řešení daného problému pomocí experimentálních měření a matematického modelování. V současném stádiu řešení lze říci, že je k dispozici ověřený fyzikální model a lze tedy provést experimentální měření pro sběr charakteristik pro vyvíjený model matematický. Současně budou provedeny srovnávací experimenty zaměřené na sledování vlivu různých provozních a konstrukčních parametrů na chod kluzného uložení. Na základě analýzy výsledků pak bude možné navrhnout metodiku pro návrh kluzného uložení a případně i konstrukční úprava stávající varianty tak, aby byly eliminovány nežádoucí hlukové projevy uzlu.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ**

$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Radiální zrychlení
$b_r$	[N.(m.s <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> ]	Radiální útlum
$b_t$	[N.(m.s <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> ]	Torzni útlum
$c$	[mm]	Radiální vůle ložiska
$c_d$	[-]	Koeficient útlumu v sestavení rotoru
$e$	[mm]	Excentricita disku rotoru
$f$	[Hz]	Frekvence
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$h(t)$	[-]	Harmonická budičí funkce
$k$	[N.m <sup>-1</sup> ]; [-]	Příčná tuhost v sestavení rotoru
$k_l$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Radiální výkyvná tuhost
$k_r$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Radiální tuhost
$k_t$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Torzni tuhost
$m$	[kg]	Hmota disku rotoru; hmotnost uzlu v modelu
$r$	[mm]	Poloměr krouživé kmitání
$r_o$	[mm]	Poloměr natočení
$r_u$	[mm]	Poloměr kružnice opsané těžištěm rotoru okolo středu uložení
$r_u/e$	[mm]	Amplitudu výchylky krouživého kmitání
$s$	[mm]	Radiální výchylka
$s_l$	[mm]	Radiální výchylka
$I$	[kg.mm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti
$N$	[ot.s <sup>-1</sup> ]	Otáčky hřídele
$\alpha$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	Úhlové zrychlení
$\gamma$	[N.(m.s <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> ]	Útlum v sestavení rotoru
$\mu$	[N.s.m <sup>-2</sup> ]	Dynamická viskozita maziva
$\mu_k$	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Kinematická viskozita maziva
$\varphi$	[rad]	Úhel natočení
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$\omega_n$	[Hz]	Vlastní frekvence netlumeného systému
$\Omega$	[Hz]	Rychlost rotace hřídele rotoru
$\Omega_{kr}$	[Hz]	Kritická rychlost otáčení hřídele rotoru

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

- Obr. 1** Možné zdroje nepříjemného hluku v automobilu [1]  
**Obr. 2** Rozdělení hluků v automobilu [1]  
**Obr. 3** Schematický řez kluzným uložením v diferenciálu  
**Obr. 4** Schéma přenosové cesty [7]  
**Obr. 5** Znázornění pohybu těžiště hřídele [1]  
**Obr. 6** Průběh výchylky unašeče při různých provozních otáčkách, druhý řazený stupeň (Škoda auto)  
**Obr. 7** Sériový unašeč s antiwummern – přítlačná pružina, třecí kroužek  
**Obr. 8** Rozmanité typy kluzných ložisek prezentované firmou Tecmetal [21]  
**Obr. 9** Oblasti aplikací kluzných ložisek [deva.bm]  
**Obr. 10** Grafické znázornění modelu Jeffcotova rotoru [27]  
**Obr. 11** Křivky průběhů amplitudy kmitání při různých hodnotách útlumu [27]  
**Obr. 12** Schéma pohonného agregátu se zvýrazněnými kmitajícími elementy  
**Obr. 13** Grafické schéma modelů s jedním stupněm volnosti  
**Obr. 14** Grafické schéma dvoustupňového modelu  
**Obr. 15** Řez experimentální skříní ve variantě s průběžnou hřídelí a variantě s unašečem  
**Obr. 16** Experimentální skřín v konfiguraci pro měření tuhosti a vibrací  
**Obr. 17** Záznam pohybu výstupní hřídele bez mazání a externích vibrací (vůle 0.1 mm)  
**Obr. 18** Záznam pohybu výstupní hřídele s mazáním a bez externích vibrací (vůle 0.1 mm)  
**Obr. 19** Záznam pohybu výstupní hřídele s externími vibracemi – vůle 0.1 mm, rychlost unašeče 30 km/h  
**Obr. 20** Záznam pohybu výstupní hřídele s externími vibracemi – vůle 0.3 mm, rychlost unašeče 30 km/h  
**Obr. 21** Ukázka programu orbit – uživatelské rozhraní analytického modulu

**SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] Polygon Bearings - Reducing Resonant Vibration in Automotive Differentials. *Automotive Product Information API 11*. Herzogenaurach: INA Wälzlager Schaeffler oHG, July 2000, 27 p. Sach-Nr. 005-349-591/API 11 US-D 07001.
- [2] MAZŮREK, I. *Porovnání hlukové emise převodovky Š 791 v různých přev. olejích*. Výzkumná zpráva VUT Brno – FS, Ústav konstruování. TribAG. Brno 1995
- [3] MAZŮREK, I. *Vliv konstrukčních a provozních parametrů na hluk převodovky Š791*. Výzkumná zpráva VUT-FS, Ústav konstruování. TribAG. Brno 1997
- [4] MAZŮREK, I. *Vliv stálého převodu na hluk automobilové převodovky Š 791/14S*. Výzkumná zpráva VUT Brno – FSI, Ústav konstruování. TribAG. Brno 1999
- [5] MAZŮREK, I. *Řešení problematiky samobuzeného klepání převodovky Š 781 při volnoběžných otáčkách*. Výzkumná zpráva VUT Brno – FS, Katedra ČMS. TribAG. Brno 1991
- [6] DOČKAL, A. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Brno. 2003. Disertační práce na FSI VUT v Brně na Ústavu konstruování. 108. s.
- [7] MIŠUN, V. *Vibrace a hluk*. FS VUT v Brně a PC-DIR. Brno 1998. 180.s. ISBN 80-214-1262-3
- [8] EHEHALT, U. – MARKERT, R. *Instability of unbalance excited synchronous forward whirl at rotor-stator-contact*. PAMM. WILEY. 19 Mar 2003. Vol. 2. Issue 1. pages 60 – 61
- [9] JIANG, J. – ULBRICH, H. *Stability analysis of full annular rub in rotor-to-stator systems*. PAMM. WILEY. 19 Mar 2003. Vol. 2. Issue 1. pages 88 – 89
- [10] GOLDMAN, P. – MUSZYNSKA, A. *Resonances in the system of the interacted sources of vibration: formulation of problem and general results*. International Journal of Non-linear mechanics. Pergamon Press Ltd. January 1994. vol. 29, Issue 1. p. 49-63
- [11] GOLDMAN, P. – MUSZYNSKA, A. *Chaotic response of unbalanced rotor/bearing/stator systems with looseness or rubs*. Chaos, Solitons & Fractals. Elsevier Science Ltd. September 1995. vol. 5. Issue 9. p. 1683-1704
- [12] CHANG-JIAN, CW. – CHEN, CK. *Nonlinear dynamic analysis of a flexible rotor supported by micropolar fluid film journal bearings*. International Journal of Engineering science. Elsevier Ltd. September 2006. vol. 44. Issues 15-16. p. 1050-1070
- [13] CAPONE, G. – RUSSO, M. – RUSSO, R. *Dynamic characteristics and stability of journal bearing in a non-laminar lubrication regime*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. October 1987. vol. 20. Issue 5. p. 255-260.
- [14] RHO, B-H. – KIM, K-W. *Accoustical properties of hydrodynamic journal bearings*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. January 2003. vol. 36. Issue 1. p. 61-66.

- [15] HARNOY, A. – FRIEDLAND, B. – RACHOOR, H. *Modeling and simulation of elastic and friction forces in lubricated bearings for precise motion control*. Wear. Elsevier Science B.V. March 1994. vol. 172. Issue 2. p. 155-165
- [16] SUN, L.- KRODKIEWSKI, J. M. *Experimental investigation of dynamic properties of an active journal bearing*. Journal of Sound and Vibration. Academic Press. 2000. vol. 230 no. 5. p. 1103-1117
- [17] MASRI, S. F. et al. *Development of bearing friction models from experimental measurements*. Journal of Sound and Vibration. Elsevier Science Ltd. 8 August 1991. Vol. 148. No. 3. p. 455-475
- [18] TANAKA, M. *Journal bearing performance under starved lubrication*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. April 2000. vol. 33. Issue 3-4. p. 259-264.
- [19] KURUC, C., MAZŮREK, I: *Experimentální skříň diferenciálu* in 45. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů. Sborník přednášek. EXPODATA-DIDOT. ISBN 80-214-2702-7
- [20] KURUC, C., MAZŮREK, I: *Experimentální analýza samobuzeného kmitání pohonu diferenciálu* in 27. mezinárodní konference TD 2004- DIAGON 2004 Zlín. Sborník přednášek. Academia centrum UTB Zlín. 2004. ISBN 80-7318-195-6
- [21] *Sell Sliding Bearing - Product Picture* [online].[cit. 2007-10-17]. URL: <[http://www.alibaba.com/manufacture/12767928/Sell\\_Sliding\\_Bearing/showimg.html](http://www.alibaba.com/manufacture/12767928/Sell_Sliding_Bearing/showimg.html)>
- [22] SHIGLEY, J. - MISCHKE, C. – BUDYNAS, R. *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill. July 15 2003. 7<sup>th</sup> ed. ISBN: 978-0072921939, 1056 p.
- [23] RHO, B-H. – KIM, D-G. – KIM, K-W. *Effects of design parameters on the noise of rotor-bearing systems*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. August 2004. vol. 37. Issue 8. p. 599-605.
- [24] *deva.bm*. [online] Technický manuál samomazných ložisek firmy Deva. Rev.1. Ke stažení na: <http://www.deva.de/downloads/Deva-BMEN.pdf>. [cit. 26-09-2007]
- [25] ADILETTA, G. – GUIDO, A. R. – ROSSI, C. *Nonlinear Dynamics of a Rigid Unbalanced Rotor in Journal Bearings. Part I : Theoretical Analysis*. Nonlinear Dynamics. Kluwer Academic Publishers. 1997. vol. 14. p. 57-87. ISSN 0924-090X
- [26] ADILETTA, G. – GUIDO, A. R. – ROSSI, C. *Nonlinear Dynamics of a Rigid Unbalanced Rotor in Journal Bearings. Part II : Experimental Analysis*. Nonlinear Dynamics. Kluwer Academic Publishers. 1997. vol. 14. s. 157-189. ISSN 0924-090X
- [27] LEE, CH. W. *Vibration Analysis of Rotors*. Solid mechanics and its applications nr. 21. Kluwer Academic Publishers. Dordrecht. The Netherlands. 1. August 1993. 312p. ISBN 0-7923-2300-9





