

Fakulta strojního inženýrství
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

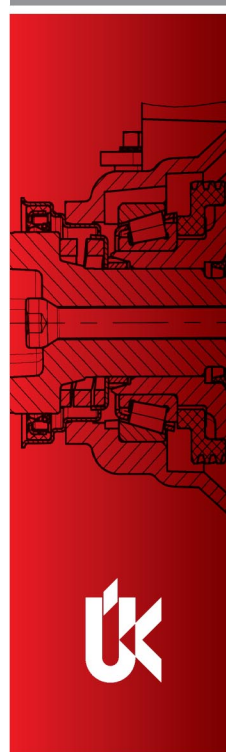
Faculty of Mechanical Engineering
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Machine Design

Snižování hlukové emise moderní automobilové převodovky

The Modern Automotive Gearbox Noise Elimination

Dizertační práce
Dissertation Thesis

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





Fakulta strojního inženýrství
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

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

Snižování hlukové emise moderní automobilové převodovky

The Modern Automotive Gearbox Noise Elimination

Dizertační práce

Dissertation Thesis

Autor práce: **Ing. Milan Klapka**

Author

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

Supervisor

MOTTO:

„Žádné množství pokusů nikdy nemůže dokázat, že jsem měl pravdu. Jediný pokus však kdykoliv může dokázat, že jsem se mýlil.“

Albert Einstein

PODĚKOVÁNÍ:

Rád bych poděkoval svému školiteli, doc. Ivanu Mazůrkovi, za vedení v průběhu celého doktorského studia a za cenné rady a podněty jimiž při tvorbě disertační práce nešetřil. Dále bych rád poděkoval kolegům z výzkumného týmu a v neposlední řadě také rodičům, kteří mne po celou dobu doktorského studia podporovali.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně, na základě citované literatury a za podpory školitele.

V Brně dne 27. 3. 2009

Milan Klapka

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLAPKA, M. *Snižování hlukové emise moderní automobilové převodovky*. Brno. 2009. Disertační práce na FSI VUT v Brně na Ústavu konstruování. 85. s. Vedoucí práce, doc. Ivan Mazůrek.

Abstrakt

ABSTRAKT

Tématem práce je návrh konstrukční úpravy uložení rotující hřídele za účelem snížení nežádoucích hlukových projevů soustavy, které jsou důsledkem zvětšené mechanické uvolněnosti. Konstrukční úprava je realizována na převodovém ústrojí automobilu Škoda Fabia.

V práci je proveden rozbor různých konstrukčních řešení kluzného uložení v diferenciálu. Je navržena zkušební stanice pro provádění dynamických testů se simulovanými externími vibracemi a metodika testování. Součástí práce je také výběr vhodných postupů pro analýzu měřených dat a realizace analytického programu. Dále je navržen matematický aparát popisující uložení, který je využit k simulacím a odhadu vhodné zástavbové tuhosti uložení. Výsledkem simulací je návrh konstrukční úpravy stávajícího uložení. O úspěšnosti úpravy uložení je rozhodnuto na základě dynamického experimentu. V závěru je postup při řešení praktického problému zobecněn v metodiku pro návrh obdobných strojních uzlů s mechanickou uvolněností.

KLÍČOVÁ SLOVA

Automobilový diferenciál, hluk, vibrace, mechanická uvolněnost.

ABSTRACT

This Phd. dissertation deals with design improvement of a bearing arrangement of a rotating shaft in order to eliminate unwanted noise of the assembly due to mechanical looseness. The proposed design improvement is performed on the Skoda Fabia vehicle gearbox.

An analysis of various design arrangements of the sleeve bearing in the real vehicle differential is discussed. The design of the testing rig for dynamic experiments with simulated vibrations and creation of testing methodology is included. The selection of suitable algorithms of measured data analysis is also part of the thesis. Development of analytical software is described. Another essential part of the thesis is development of a lumped parameter model of the bearing, which enables simulations of working conditions and estimation of the suitable bearing stiffness. The design improvement of the differential gear bearing is proposed according to simulation results. The design improvement is verified by the dynamic experiments. In the end, the applied solution is generalized into methodology for design of similar assemblies with possible mechanical looseness problems.

KEYWORDS

Differential gear, noise, vibration, mechanical looseness.

OBSAH	
Abstrakt	6
Klíčová slova	6
Abstract	7
Keywords	7
Obsah	8
1 Úvod	10
1.1 Formulace problému a analýza	10
2 Shrnutí současného stavu poznání	11
2.1 Vymezení pojmu hluk.....	11
2.2 Vymezení pojmu mechanické vibrace	11
2.3 Mechanická uvolněnost v rotačních soustavách	11
2.4 Hlavní hlukové projevy automobilu	12
2.5.1 Radiálně pružná polygonální ložiska	17
2.5.2 Přeladění tuhosti uložení.....	17
2.6 Dynamika jednoduchého rotoru.....	18
2.6.1 Kritická rychlost rotoru	18
2.6.2 Zadírání rotorů	19
2.6.3 Kluzná ložiska.....	19
2.7 Analýza přínosů rešerše	20
3 Vymezení cílů disertační práce	21
4 Popis použitého matematického modelu	22
4.1 Identifikace parametrů pro matematické modelování	24
5 Popis zkušební stanice a provedených experimentů	27
5.1 Experimentální stanice.....	27
5.1.1 Pohon experimentální stanice	28
5.1.2 Použité snímače a měřicí řetězec	29
5.2 Analytický software Orbit	32
5.3 Popis vybraných experimentů.....	34
6 Analýza metod pro eliminaci mechanické uvolněnosti	35
7 Experimentální analýza radiální tuhosti	39
7.1 Křivky radiální tuhosti pro vybrané varianty uložení.....	41
8 Stanovení vhodných radiálních tuhostí uložení	43
9 Návrh konstrukční úpravy uložení	46
10 Laboratorní experimenty s reálnou sestavou diferenciálu na elektrodynamickém budiči	48
10.1 Ověření vlivu konstrukce uložení	48
10.2 Analýza výsledků experimentů.....	50
10.2.1 Pouzdro Rubena	51
11 Metodika pro navrhování kluzných uložení s mechanickou uvolněností	54
11.1 Matematický simulační model.....	54
11.2 Stanovení vstupních parametrů pro modelování	55
11.3 Stanovení rozsahu vhodných zástavbových tuhostí.....	55
11.4 Návrh konstrukční úpravy uložení.....	55
11.5 Experimentální ověření dosažené zástavbové tuhosti	55
12 Závěr	56
Seznam použitých symbolů	57
Seznam obrázků	58

Seznam tabulek	60
Seznam použitých zdrojů	61
Dodatky	64
I Experimenty s průběžnými hřídelemi	65
I.A Měření s průběžnými hřídelemi při použití externích vibrací.....	66
II Analýza experimentů s využitím bifurkačních diagramů	69
II.A Základní pojmy z teorie deterministického chaosu.....	69
II.B Analýza pomocí bifurkačních diagramů	69
III Ověření vlivu amplitudy buzení na uložení.....	71
IV Vliv nevývahy na chování uložení	74
V Vliv pružného vymezení axiální/axiální-radiální vůle	76
VI Vliv změny hmotnosti náhradní hmoty	78
VII Test uložení vyplněného viskózním mazivem – voskem	79
VIII Polygon ložisko	80
Seznam obrázků – dodatky.....	82
Seznam tabulek – dodatky	83
Použité zdroje – dodatky	84

1 1 ÚVOD

Osobní automobil se v moderní době stal nedílnou součástí životního stylu obyvatel většiny světa. Celosvětová produkce automobilů proto rok od roku narůstá. Současně vzrůstají nároky na ekologii provozu automobilů a komfort posádky. Tyto požadavky se mohou promítnout například ve spotřebě pohonných hmot, množství nežádoucích spalin nebo hlučnosti při provozu vozidla. Asi jen obtížně přesvědčíme hygienika ke schválení vozidla, které po nastartování způsobí trvalé následky sluchu všem v okolí. Hlučnost v interiéru vozidla může být zase rozhodujícím faktorem při nákupu vozidla. Snižování hluku je tedy problémem, se kterým se často setkávají všichni výrobci automobilů. Je zřejmé že největší pozornosti se z tohoto pohledu dostává především motoru a převodovce, přičemž metody vyvinuté pro eliminaci hluku zmíněných agregátů jsou dnes již velmi pokročilé a úspěšné. Středem zájmu se pak mohou stát méně intenzivní hlukové projevy, které byly dříve skryty v celkové hlukové emisi automobilu. Do této kategorie hluků spadá i problém se zvýšenou hlučností diferenciálu, se kterým oslovila automobilka Škoda Auto a. s. výzkumný tým doc. Mazúrka.

1.1

1.1 Formulace problému a analýza

Problémová situace

Automobilový diferenciál slouží k vyrovnání rozdílných rychlostí kol na nápravě při průjezdu zatáčkou. Pro správnou funkci diferenciálu jsou nutné vůle mezi pohyblivými komponenty a dochází k mechanické uvolněnosti v uložení. Důsledkem může být nahodilost v chování komponentů diferenciálu, což se může navenek projevit také zvýšením hlukové emise. S tímto problémem se potýkalo i vývojové oddělení automobilky Škoda Auto, které iniciovalo řešení disertační práce.

Formulace problému

Základní problém řešený v rámci disertační práce lze definovat takto: Je možné stanovit zcela obecný postup či metodiku jak čelit problémům s mechanickou uvolněností v kluzných uloženích diferenciálů?

Očekávaný přínos řešení problému

Poblematika snížení hluku automobilového diferenciálu je poměrně mladou oblastí výzkumu. Zřejmě se jedná o problém řešený především jednotlivými výrobci automobilů, kteří z hlediska konkurence své výsledky nezveřejňují. Postup při řešení konkrétního problému povede nejen k návrhu konstrukční úpravy konkrétního uložení, ale především k formulaci zcela obecné metodiky pro navrhování konstrukčních celků, které by mohly trpět podobnými problémy.

2 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2

2.1 Vymezení pojmu hluk

2.1

Jako hluk je označován nežádoucí či nelibý zvuk ve slyšitelném frekvenčním pásmu. U strojů je zpravidla hluk působen vibracemi jejich pohyblivých částí. Hlukem je pak energie vibrační vyzářená do okolí. Mezi specifické zdroje hluku u strojů můžeme zahrnout ložiska a rotační součásti, převodovky, spalovací motory a kompresory či elektrické rotační stroje. Podstatou vzniku zvuku je kmitání pružného prostředí ve slyšitelném frekvenčním pásmu (20Hz až 20kHz), které se šíří daným prostředím s konečnou rychlostí. Podle směru kmitání částic prostředí vůči zvukové vlně můžeme rozlišit podélné a příčné vlnění. Obvykle se zjišťované akustické veličiny jako akustický výkon nebo intenzita vyjadřují v hladinách vztahených k referenční hodnotě vyjádřené v decibelech.

2.2 Vymezení pojmu mechanické vibrace

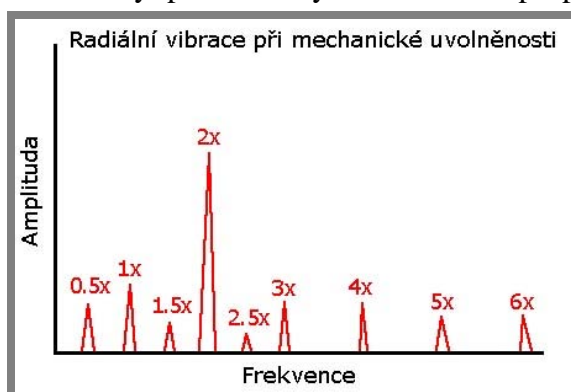
2.2

Vibracemi lze nazvat dynamický jev, při kterém hmotné body nebo tuhá tělesa vykonávají vratný pohyb kolem rovnovážné polohy. Ekvivalentním pojmem pro vibrace je mechanické kmitání. Hodnoty veličin vibračních jsou dány velikostí budící síly, jejím směrem a kmitočtem. Se vznikem mechanických vibračních jsou úzce spjaty také rázy. Rázy jsou způsobeny střetem dvou vzájemně se pohybujících těles a mohou být příčinou vzniku vibračních. Podle časových změn veličin můžeme vibrace rozdělit na periodické, neperiodické a náhodné.

2.3 Mechanická uvolněnost v rotačních soustavách

2.3

Problémy s mechanickou uvolněností nastávají zpravidla mezi hřídelí a ložiskem, či hřídelí a rotorem při buzení radiálními vibracemi (od pohonu, nevyváhy apod.). Uvolněnost může být důsledkem nevhodné volby montážních vůlí či přesahů nebo výsledkem chybného sesazení komponent při montáži. Matematický aparát popisující chování postižených komponent je pak značně nelineární. Diagnostika mechanické uvolněnosti je velmi obtížná, neboť jev je díky nahodilému charakteru vysoce nestabilní a často se po sobě jdoucí měření výrazně odlišují. Mechanická uvolněnost se navíc při FFT analýze vibračního signálu může projevat nejen na harmonických celočíselných ale i na subharmonických násobcích budícího kmitočtu (0.5x, 1,5x atd.) jak je vidět na obrázku 1. Nestabilní chování strojního celku při mechanické uvolněnosti v systému může být příčinou zvýšené hlučnosti při provozu.

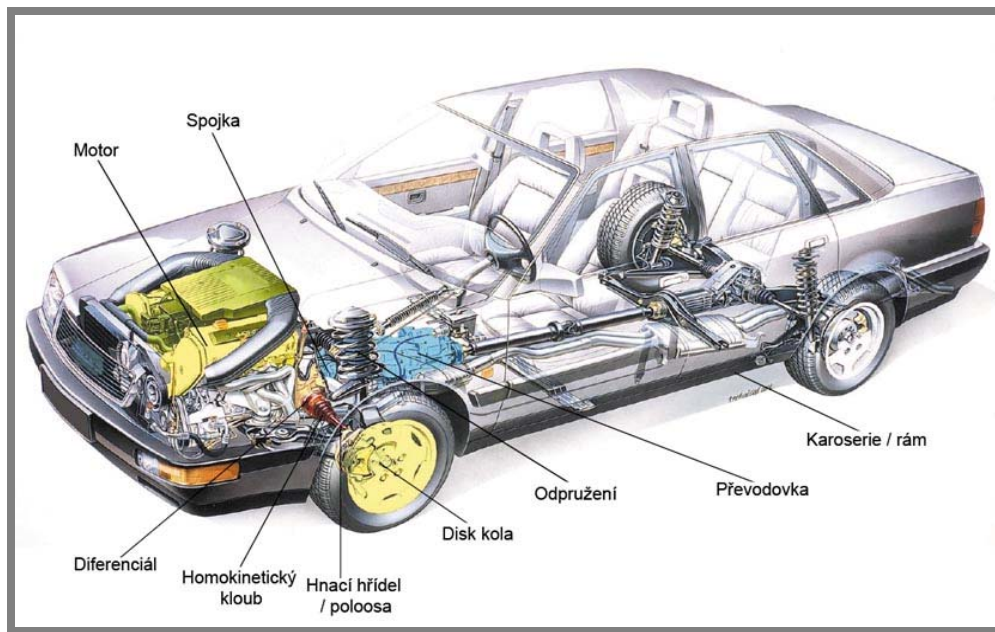


Obr. 1 Příklad spektra při FFT analýze mechanické uvolněnosti

Literatura popisuje také další možné typy mechanické uvolněnosti, která může být způsobena povolením či uvolněním spojovacích součástí sestavy, nebo také nevhodným spojením sestavy se základní deskou (podlaha dílny apod.).

2.4 Hlavní hlukové projevy 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 vratným pohybem hmot (viz. Obr. 2). 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. 2 Možné zdroje nepříjemného hluku v automobilu [1]

Jevy způsobené vibracemi můžeme rozdělit do dvou skupin (Obr. 3). 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:

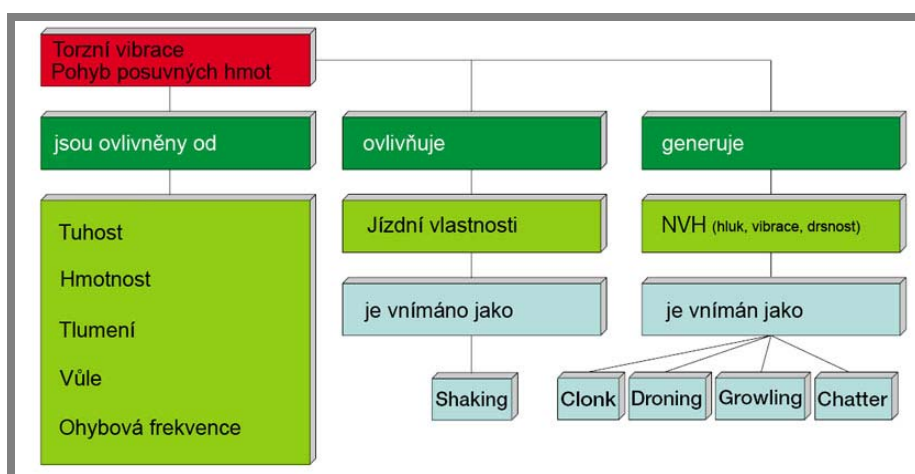
- SHAKING; RUCKELN – Vyskytuje se u vozidel s manuální převodovkou v podobě nízkofrekvenčních vibrací jejichž amplituda postupně klesá se zvyšující se rychlostí vozidla. Vibrace jsou způsobeny sešlapáváním a pouštěním plynového pedálu. Tento jev je znám také jako „vehicle shake“ nebo „Bonanza effect“.

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 nepřípustných 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“.
- DRONING; DRÖHNEN, HUMMING; BRUMMEN.

- GROWL, DRUMMING; WUMMERN – vzniká při kombinovaném torzním a ohybovém kmitání přídavným působením rotující hmoty. Je vnímán jako pulzující drsný hluk.

Hlavní podíl na celkové hlukové emisi automobilu nesou především motor a převodové ústrojí a byly po dlouhou dobu ve středu pozornosti odborníků. Dosažené výsledky vedly k tomu, že se nyní často projeví hluky, které měly dříve v celkovém hlukovém spektru automobilu marginální charakter. Mezi takové lze zařadit především kategorii NVH projevů. Je nutné upozornit na skutečnost, že většina zmíněných hlukových projevů je velmi úzce spjata s budicí frekvencí a lze je proto snadno odhalit analýzou frekvenčního spektra. Problém však nastává u projevů, které mají nahodilý až chaotický charakter a jsou způsobeny mechanickou uvolněností. Příkladem mohou být hluky nazvané rasseln; chatter či wummern; drumming. Přičemž poslední jmenovaný je charakteristický pro automobilový diferenciál.

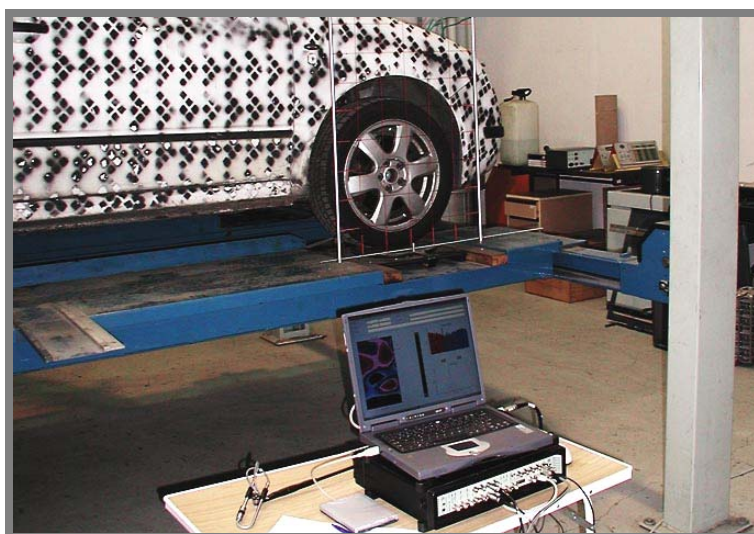


Obr. 3 Rozdělení hluků v automobilu [1]

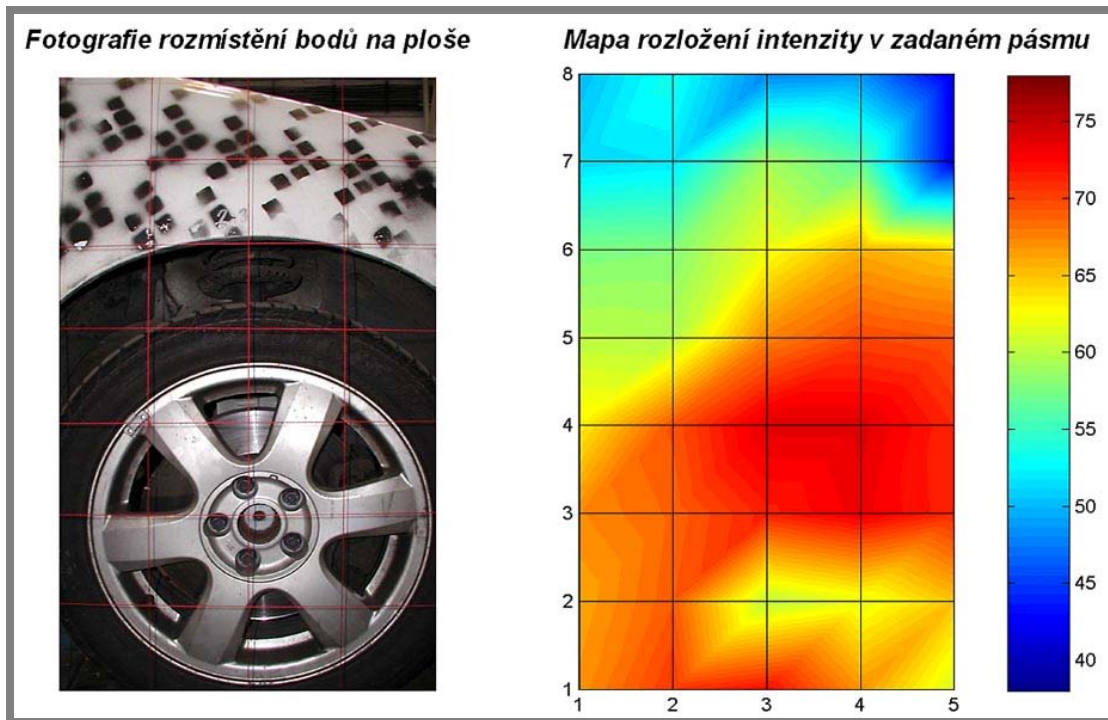
2.5 Zdroj a příčiny hluku typu drumming u diferenciálů

2.5

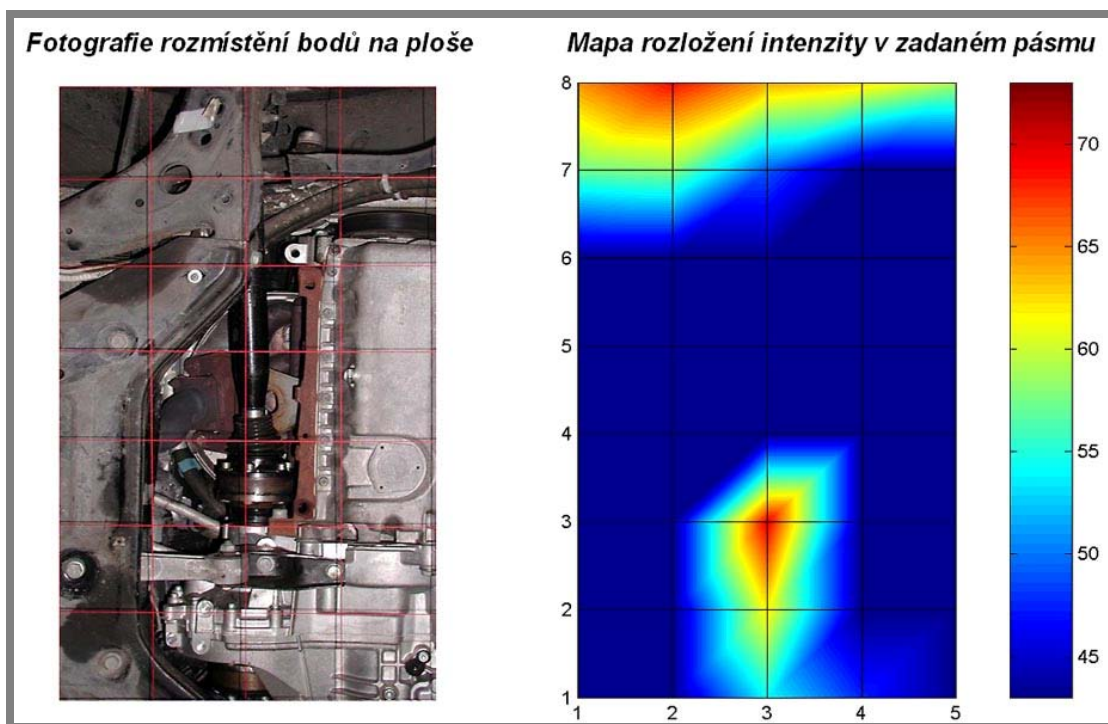
Na ÚK byly ve spolupráci s automobilkou Škoda již v minulosti prováděny experimenty související s problémy hluku automobilu [2, 3, 4, 5, 6]. Jako zdroj dunivých hluků byl lokalizován diferenciál napojený přes převodovou skříň na pohonný agregát automobilu (viz. Obr. 4, 5, 6).



Obr. 4 Lokalizace zdrojů hluku pomocí intenzitní sondy a analyzátoru Pulse

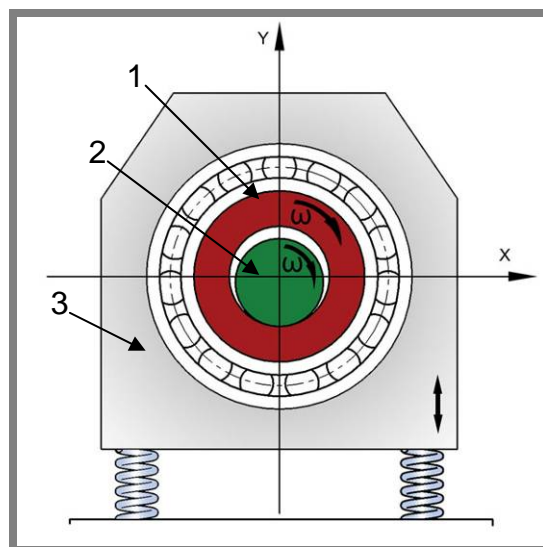


Obr. 5 Rozložení intenzity hluku vyzařovaného brzdovým kotoučem



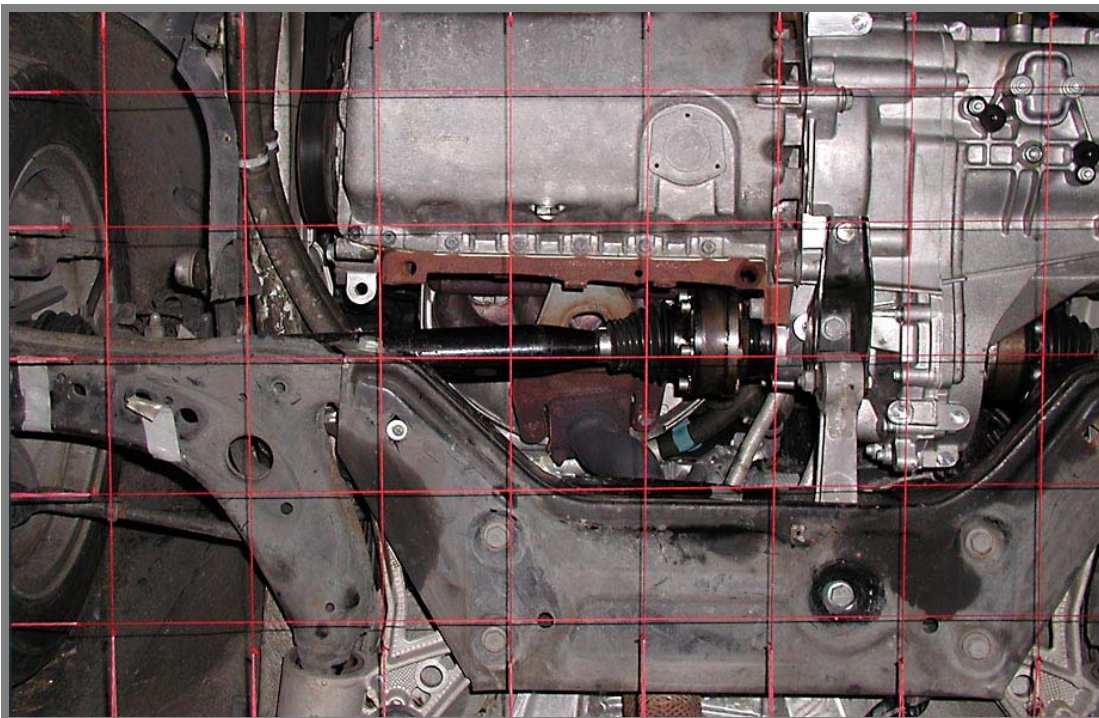
Obr. 6 Rozložení intenzity hluku vyzařovaného převodovkou

Do diferenciálu vstupují hnací hřídele (poloosy) prostřednictvím kluzného uložení unašeče poloosy. Kluzná rychlost mezi košem diferenciálu a unašečem poloosy je velmi nízká a při přímé jízdě nulová. I když se tyto komponenty vzájemně nepohybují, může vzniknout vlivem vibrací pohonu chaotický pohyb unašeče poloosy v rámci vůle v kluzném uložení, kterým unašeč vstupuje do diferenciálu. Funkci kluzného uložení reprezentuje zjednodušený příčný řez na obrázku 7.

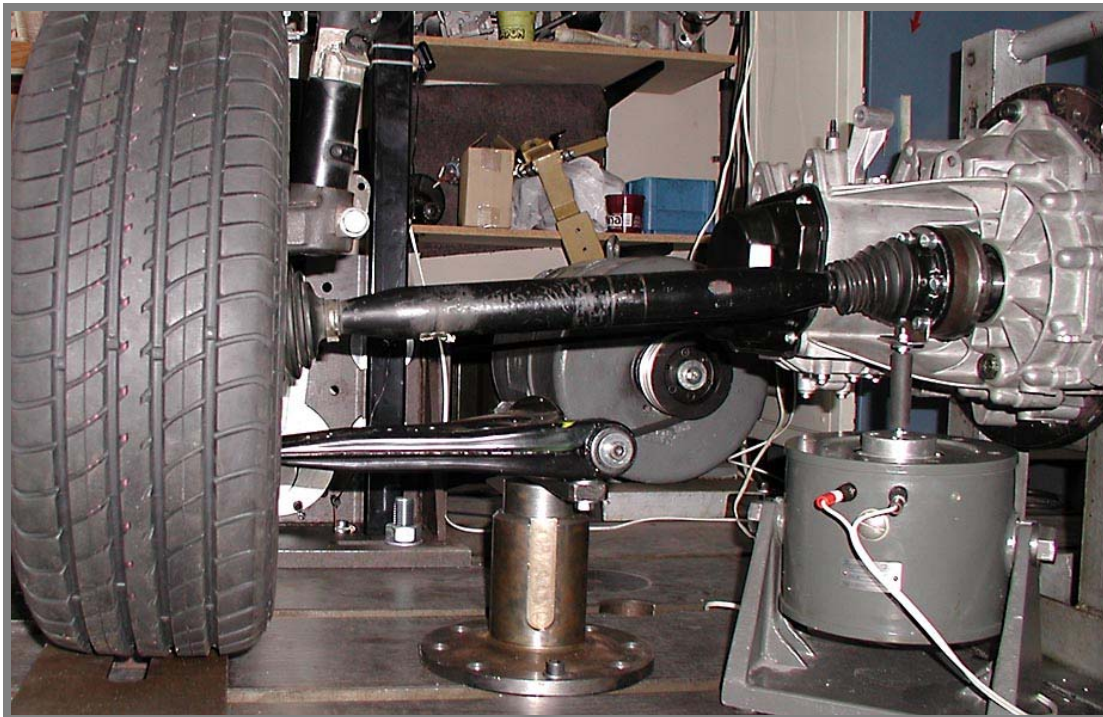


Obr. 7 Schematický řez kluzným uložením v diferenciálu

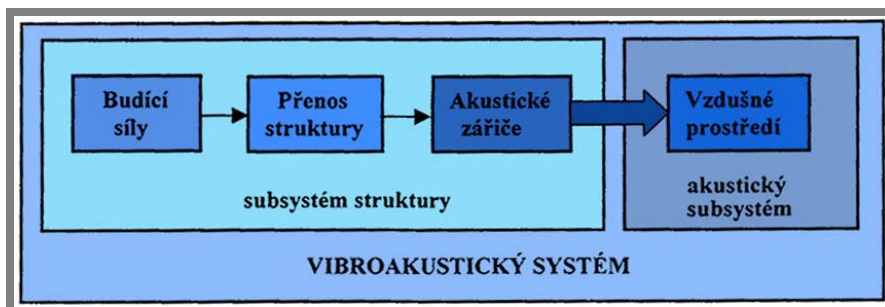
V rotující duté hřídeli 1 (koš diferenciálu) je otočně unášena vnitřní hřídel 2 (unašeč poloosy). Radiální vůle v ložisku zajišťuje správnou funkci uložení. Po většinu provozního času není z vnitřní hřídele odebrán téměř žádný točivý moment a relativní klzná rychlost mezi oběma hřídeli je velmi malá nebo nulová. Uložení proto není významně mazáno. Základní těleso 3 (skříň diferenciálu) je buzeno vibracemi od nevyvážených hmot pohonného agregátu, které se dále přenáší na koš diferenciálu a unašeč. V některých provozních režimech může vlivem mechanické uvolněnosti v uložení 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 (viz. obr 8 a 9). Dochází tak k výraznému zesílení hluku.



Obr. 8 Uložení převodovky s připojenými komponenty pohonu v automobilu Škoda Fabia

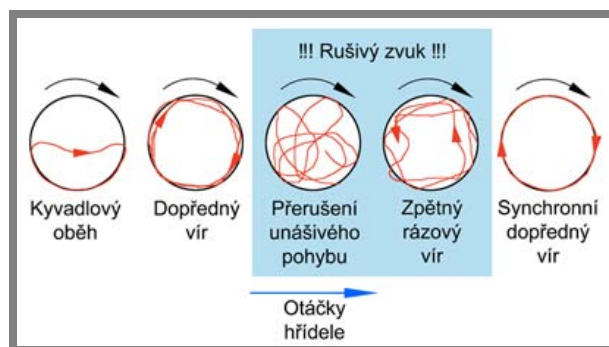


Obr. 9 Problematický uzel s připojenými komponenty demontovaný z automobilu
Popsaný princip přenosu a vyzařování hluku součástmi připojenými na primární zdroj je znám jako přenosová cesta Obr. 10 [7].



Obr. 10 Schéma přenosové cesty [7]

Vibrace způsobující dunivé zvuky (Drumming/Wummern) jsou zjevně působeny především buzením od hnací soustavy. Mezi další možné zdroje vibrací lze jistě zahrnout také nerovnost vozovky, špatné tlumení a různé tuhosti součástí vozidla. K diskutovaným vibracím soustavy dochází zpravidla bez zatížení nebo při malých zatíženích převodovky. Například při jízdě s uvolněným akceleračním pedálem. Z charakteru vybuzení primárního zdroje hluku je patrné, že diskutovaný konkrétní problém je doménou především spalovacích motorů. Zde je možné podotknout, že u motorů s vyvažovacími hřídeli nebyl jev pozorován. 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 přerušování unášivosti a pohyb se stává chaotickým. Tento stav je provázen zvýšením hlučnosti uzlu. Hluk se pak projevuje dokud nedojde k ustálenému synchronnímu dopřednému unášení (Obr. 11). Popisované chování je podmíněno přítomností radiální vůle v uložení. Lze předpokládat že vymezení vůle v uložení negativní chování unášeče eliminuje.

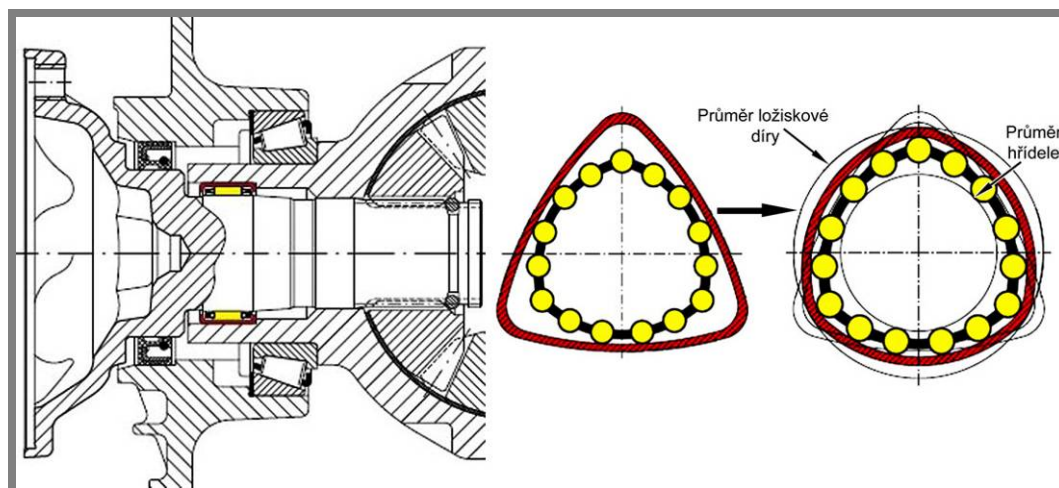


Obr. 11 Znárodnění pohybu těžiště hřídele [1]

2.5.1 Radiálně pružná polygonální ložiska

2.5.1

Na popud automobilky AUDI se problémem mechanické uvolněnosti v diferenciálu zabývala také firma INA, která vyvinula řadu jehlových ložisek s polygonálním tvarem vnějšího kroužku představená na obrázku 12. Polygonální tvar ložiska zajišťuje že ložisko je radiálně pružné. Vymezení vůle v uložení při použití tohoto ložiska je tedy řešeno formou pružné vazby. Při použití ve vozzech AUDI ložiska problém s hlukem úspěšně eliminovala. V rámci koncernu VW byla proto aplikována také na uložení unašeče v diferenciálu u automobilů Škoda. Podle vyjádření techniků, kteří prováděli zkoušky konstrukční úpravy, však bylo toto řešení zcela neúspěšné. Nabízí se tedy otázka, za jakých podmínek jsou ložiska navržená firmou INA na základě výzkumu popsaného v literatuře [1] schopna problém skutečně řešit. Bylo velmi pravděpodobné, že odpověď bude možné odvodit z výsledků experimentů v rámci disertační práce. Možnost aplikace radiálně pružných ložisek se tak stala jedním z vedlejších cílů práce (viz. dodatek VIII).



Obr. 12 Aplikace polygonálního ložiska [1]

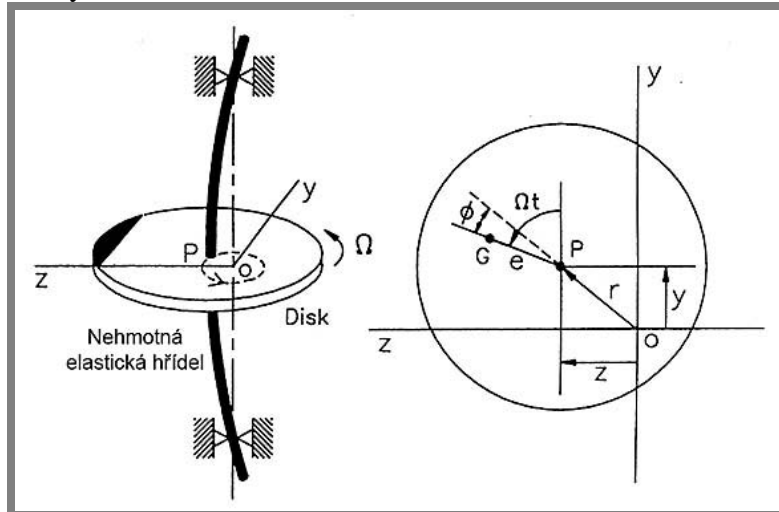
2.5.2 Přeladění tuhosti uložení

2.5.2

Pokud je aretace unašeče zajištěna zavedením pružné vazby do uložení je třeba počítat s možností rezonance. Je žádoucí naladit tuhost uložení tak, aby bylo zabráněno kolizi s provozními otáčkami motoru. Postupy vedoucí k odhadu nebo k optimalizaci tuhosti navrhovaného systému jsou běžně řešeny ve stavitelství. Jedná se především o návrh konstrukcí budov v oblastech se seismickou aktivitou. Podrobně se problematikou zabývají například Takewaki [8] a Cimellaro [9]. Problematika je však řešena pouze numericky, na základě počítačové simulace, bez experimentálního ověření.

2.6 Dynamika jednoduchého rotoru

Jelikož předpokládáme významný vliv rotace na uložení neměla by 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 [10, 11]. Matematické 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. Nicméně komplexní matematický model je často natolik výpočetně náročný, že se jeho použití stane nepraktickým. Dynamika rotorů se v praxi zaměřuje především na sledování stability rotoru [12,13,14].



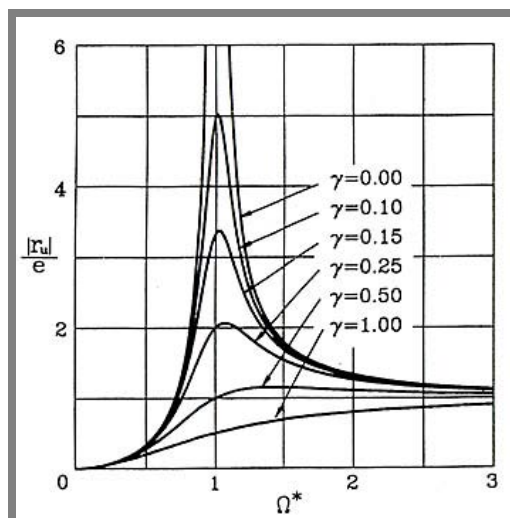
Obr. 13 Grafické znázornění modelu Jeffcottova rotoru [15]

2.6.1 Kritická rychlost rotoru

Nejjednodušší používaný model je tzv. Jeffcottův (DeLavalův) rotor, který představil H. H. Jeffcott v roce 1919. Model je složen z hmotného nevyváženého disku upevněného uprostřed nehmotné hřídele uložené ve dvou tuhých ložiscích. Osa rotujícího disku vykonává pouze translační pohyb - kmitání. Lee [15] vysvětluje vztah mezi amplitudou krouživého kmitání rotoru a kritickou rychlostí rotace na jednoduchém modelu. Rotor v modelu může vykonávat pouze pohyb ve vertikálním a horizontálním směru, čímž vznikají orbity. Orbity jsou znázorněním pohybu středu rotoru vůči ose elastické hřídele. Zdrojem vibrací je nevyváha 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. 13).

Pohyb geometrického středu disku opisuje při krouživém kmitání kružnici (orbitu) o poloměru $|r_0|$ okolo středu rotace (osa uložení). Při překračování kritické rychlosti se mění fázový úhel mezi vektorem nevyváhy a krouživého kmitání z ostrého úhlu přes pravý na úhel přímý. Jev se nazývá “inverze při kritické rychlosti.” V podkritických rychlostech, kdy $\Omega/\omega_{kr} < 1$ je dominantní tuhost pružiny, která udržuje nízkou amplitudu krouživého kmitání. Se stoupajícími otáčkami vzrůstá hodnota síly působené nevyváhou. Při dosažení kritické rychlosti $\Omega/\omega_{kr} = 1$ svírají vektory nevyváhy a pohybu pravý úhel. Dochází k situaci kdy je tuhost pružiny vyrovnána působením nevyváhy, přičemž vektory reakcí jsou opačné. Dochází k vzájemné negaci reakcí. Tlumení je tak jediným faktorem, který omezuje amplitudu krouživého kmitání, jak lze vidět na obrázku 14. V nadkritických rychlostech při $\Omega/\omega_{kr} > 1$

dominuje reakce způsobená nevyváženou hmotou, která vzrůstá s kvadrátem úhlové rychlosti. To vede k poklesu amplitudy krouživého kmitání. Popsaný jev je obdobou rezonance u oscilátorů. Z uvedené teorie vyplývá, že pokud kritická rychlost rotoru leží v rozsahu provozních otáček, může dojít k nárůstu amplitudy výchylek rotující hřídele což se může navenek projevit výrazným nárůstem hluku. Je zřejmé, že kromě tlumení je důležitým parametrem také tuhost uložení, která umožňuje přeladění kritických otáček.



Obr. 14 Křivky průběhů amplitudy kmitání při různých hodnotách útlumu [15]

2.6.2 Zadírání rotorů

Obdobou mechanické uvolněnosti je u rotorů tzv. zadírání rotoru. Zpravidla dochází pouze k částečnému zadírání, které má charakter rázového kontaktu mezi rotorem a statorem. Ojedinele jsou sledovány případy, kdy dojde k zadírání po celou otáčku. Kontakt mezi rotorem a statorem vede k vybuzení harmonických i subharmonických násobků vlastní frekvence rotoru, což vede k nestabilitě a může vyvolat i rezonanci. K rozpoznání zadírání je možné použít analýzu odezvy vibračního signálu nebo sledování orbit, které opisuje střed rotoru.

Řešení vlivu krouživého kmitání a zadírání na stabilitu rotorů metodou simulace provozních stavů zvolili například Harsha [16], Chang-Jian s Chenem [17], Chen a Yau [18] a Eehalt s Markertem [19]. Naopak Diangui [20] se zabývá pouze experimentálním výzkumem. Muszynska s Goldmanem [21, 22] a Adiletta, Guido, Rossi [10, 11] se zabývají problematikou komplexně a využívají jak numerických simulací tak i experimentálních výzkumů, kterými své závěry ověřují.

2.6.3 Kluzná ložiska

Problematika stability rotorů je velmi úzce spojena také s problematikou stability chodu kluzných ložisek. Není tedy ojedinele, že práce řeší stabilitu soustavy rotor - ložisko [21, 22, 23]. V oblasti kluzných ložisek jsou pak práce věnovány především výzkumu stability mazacího filmu u hydrodynamicky mazaných ložisek. Jedná se převážně o numerické simulace různých provozních stavů uložení [24, 25], studium silových poměrů v mazaném ložisku [26] nebo úpravy základních vztahů pro nestandardní provozní či mazací podmínky. Velmi široká oblast výzkumu je také věnována návrhům aktivních kluzných ložisek, které umožňují řízení stability chodu úměrně okamžitým provozním podmínkám [27, 28]. Problematika málo radiálně zatížených ložisek s nedostatečným mazáním je však řešena ojedinele, jak podotýká i Tanaka [29] ve své práci.

2.6.2

2.6.3

2.7 Analýza přínosů rešerše

Z dostupné literatury vyplývá, že konkrétní problematice zvýšené hlučnosti diferenciálu není ve vědecké literatuře věnován dostatečný prostor. Nejrelevantnějším zdrojem tak zůstává odborná zpráva firmy INA [1], která řeší problém mechanické uvolněnosti v uložení pomocí radiálně pružného jehlového ložiska. Ve zprávě však chybí detailní popis postupu pro obecné použití ložisek. Zpráva je také velmi stručná při popisu experimentálního zařízení a analýzy experimentů, které byly firmou provedeny k ověření funkčnosti ložiska. Ani studium mechanické uvolněnosti nepřináší příliš užitečných rad jak problému obecně čelit. Z hlediska diagnostiky je problematické s jistotou mechanickou uvolněnost v soustavě odhalit, jelikož její projevy jsou často nahodilé a nestálé. Mechanická uvolněnost je částečně řešena ve vědeckých pracích věnovaných výzkumu stability rotorů a kluzných ložisek. Dostupné práce jsou však převážně teoretické a neřeší reálné problémy. Prakticky zaměřené práce jsou věnovány především výzkumu turbokompresorů a popisované provozní stavy jsou zcela odlišné od provozních stavů diferenciálu. Z hlediska řešení disertační práce obsahují především informace o metodách vyhodnocení experimentálně získaných dat. V případě kluzných ložisek je v dostupné literatuře diskutováno především hydrodynamické mazání a jevy s ním spojené. U diferenciálu, kde jsou relativní rychlosti mezi unašečem a košem diferenciálu velmi malé však hydrodynamické mazání nenastává a uvedené závěry tedy nelze využít. Speciální typy kluzných ložisek, která využívají hydrostatické mazání nebo stabilizaci tlakem plynu, nejsou vhodné pro aplikaci v diferenciálu. Překážkou jsou zejména konstrukční a ekonomické důvody.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE

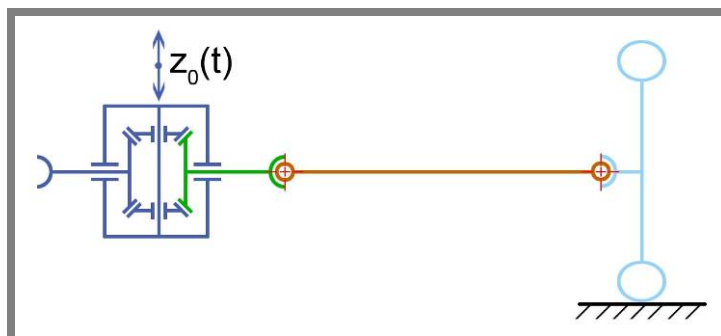
3

Praktickým úkolem projektu je analýza a odstranění nežádoucích hlukových projevů diferenciálu vozu Škoda Fabia. Z tohoto úkolu byl odvozen základní cíl disertační práce, jímž je návrh obecné metodiky pro řešení problematiky radiálních ložisek s mechanickou uvolněností. K dosažení řešení je třeba stanovit následující dílčí cíle:

- Lokalizace zdrojů nežádoucího hluku a analýza problematické sestavy
- Sestavení matematického modelu pro simulace jevu
- Návrh experimentálního zařízení – fyzikálního modelu skupiny
- Nalezení vhodné tuhosti uložení pomocí simulací
- Návrh pozměněného konstrukčního řešení
- Ověření funkčnosti navrhovaného řešení na experimentálním zařízení
- Formulace obecné metodiky postupu při návrhu obdobných strojních uzlů

4 POPIS POUŽITÉHO MATEMATICKÉHO MODELU

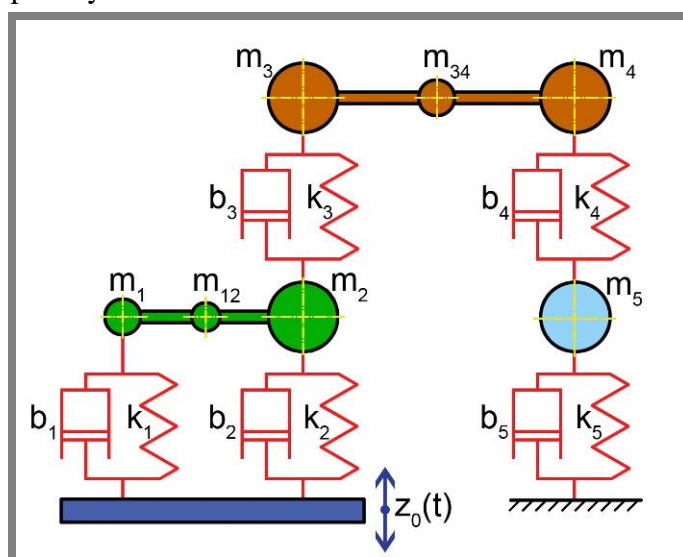
Nevyvážené posuvné hmoty v pohonné jednotce automobilu způsobují kmitání celého agregátu v ose válců motoru. Toto chvění způsobí rozkmitání hnacího hřídele v převodovce. Pokud rozkmit vybuzeného kmitání překročí vůli v uložení dochází k chaotickému kmitání unašeče, na který je napojena poloosa. Unašeč slouží k přenosu kroutícího momentu z diferenciálu na poloosu a kolo. V diferenciálu je unašeč uložen prostřednictvím kluzného ložiska.



Obr. 15 Schéma soustavy diferenciál-poloosa-kolo

Je zřejmé, že řešení problému chaotického kmitání pouhým testováním nových konstrukčních variant systémem pokus-omyl by bylo během na velmi dlouhé trati. Vytvoření virtuálního prototypu má výhodu nejen v podstatně produktivnějším testování variant ale zejména v možnosti systémové analýzy a rychlého nalezení optimálního uspořádání. Zásadní je volba rozsahu modelované skutečnosti a to jak ve smyslu počtu komponentů modelované skupiny, tak v požadované hloubce shody. Mnohdy vede snaha o přenesení co největšího množství podrobností fyzikálních dějů do parametrického modelu k devalvaci modelu. Velké množství parametrů není totiž možné přesně změřit a jsou často pouze odhadovány. Na Obr. 15 je schematický náčrt modelované pohonné sestavy „diferenciál – poloosa – kolo“.

Při sestavování matematického modelu byla tuhá tělesa unašeče i poloosy redukována do tří soustředěných hmot vázaných tzv. „hmotovými vazbami“ (Obr. 16). Výhodou navrženého kinematically buzeného modelu s pěti stupni volnosti je, že pracuje pouze s posuvy v ose z .



Obr. 16 Lineární mechanický model s pěti stupni volnosti

Kinetická, disipativní a potenciální energie kmitajícího systému jsou určeny běžnými vztahy, které dosadíme do Lagrangeových rovnic II. druhu:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{z}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial z_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{z}_j} + \frac{\partial E_P}{\partial z_j} = 0, \quad \text{for } j = 1 \dots 5. \quad (1)$$

Po úpravě a převedení do maticového tvaru dostaneme rovnici:

$$M\ddot{z} + B\dot{z} + Kz = B_0\dot{z}_0(t) + K_0z_0(t), \quad (2)$$

kde pro jednotlivé matice platí:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 + \frac{m_{12}}{4} & \frac{m_{12}}{4} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{m_{12}}{4} & m_2 + \frac{m_{12}}{4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 + \frac{m_{34}}{4} & \frac{m_{34}}{4} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_{34}}{4} & m_4 + \frac{m_{34}}{4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{bmatrix}$$

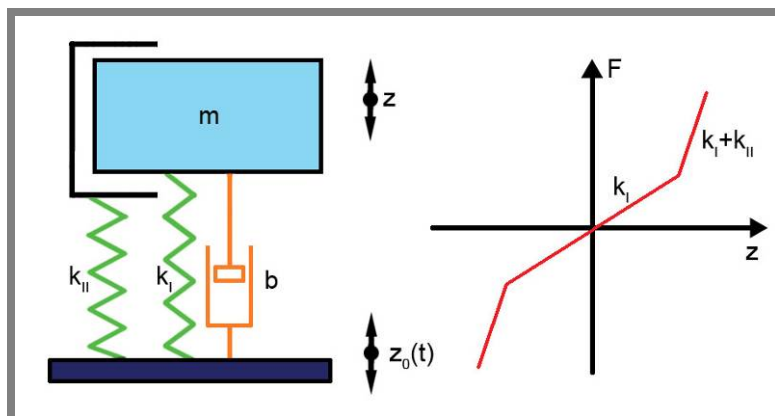
$$B_0 = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad K_0 = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} b_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_2 + b_3 & -b_3 & 0 & 0 \\ 0 & -b_3 & b_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_4 & -b_4 \\ 0 & 0 & 0 & -b_4 & b_4 + b_5 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 \end{bmatrix}$$

Tato soustava lineárních diferenciálních rovnic by byla poměrně jednoduše řešitelná. Reálný systém je ale výrazně nelineární: pružné vazby vykazují velké vůle v uložení, tlumení systému je převážně smykovým třením. Při numerickém řešení za těchto předpokladů hrozí značné problémy se stabilitou řešení a volbou vhodných parametrů iterace. Dalším problémem je identifikace velkého počtu parametrů systému. U jednotlivých exemplářů kloubů dochází k velkému rozptylu vůlí, tuhostí a tření. Tento rozptyl však většinou neovlivňuje zvukové projevy.

Navržený model byl proto postupně zjednodušován při stálém srovnávání modelované odezvy s reálnými projevy na zkušební stanici. Jako určující se ukázala nelineární radiální tuhost $k_2 = k_2(z)$. Po mnoha experimentech byl model redukován až na kinematicky buzený systém s jedním stupněm volnosti. Velmi nízké tlumení bylo ponecháno lineární (viskózní).



Obr. 17 Nelineární mechanický model s jedním stupněm volnosti

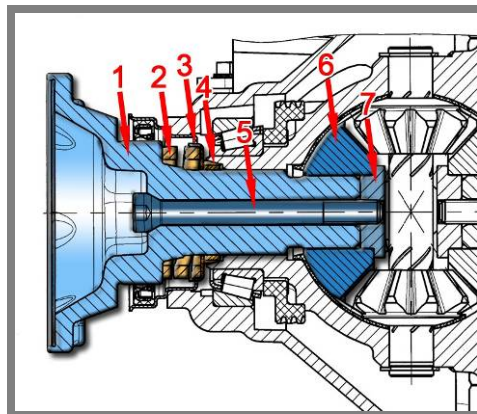
Problematickým prvkem při simulaci funkce reálných konfigurací ložiska je jeho radiální tuhost $k_2(z)$, která nemá lineární charakteristiku. Nelze ji tedy modelovat pouze parametrem k , ale je třeba popsat charakteristiku funkcí $F_k(z)$. Funkce popisuje silové účinky pružné vazby ložiska v závislosti na naklonění hřídele. Dynamické chování kinematically buzeného nelineárního systému (Obr. 17) je vyjádřeno následující rovnicí:

$$m(\ddot{z} + g) + b(\dot{z} - \dot{z}_0(t)) + F_k(z - z_0(t)) = 0 \quad (3)$$

Radiální tuhost $F_k(z)$ v referenční rovině je snadno identifikovatelným parametrem uzlu [30, 31]. Pro každou testovanou variantu byla tuhost uložení měřena po smontování diferenciálu ve zkušební stanici (kap. 5.1). Pro účely simulací byly skutečné naměřené průběhy tuhosti uložení nahrazeny charakteristikami s lomeným přímkovým tvarem (viz. Obr. 17). Při modelování ovlivňují amplitudově kmitočtovou charakteristiku uzlu nejen sklony obou přímek, ale i poloha průsečíku. Měkčí charakteristika k_I je určována tvarovou tuhostí pružného elementu (pružina, polygonální vložka, pryžový člen). Strmější přímka $k_I + k_{II}$ reprezentuje situaci při dosednutí odpruženého elementu do dorazového stavu. Simulační matematický model byl realizován v programovém prostředí Matlab2007b. Model dovoluje zadávání parametrů vstupujících do rovnice a je také doplněn o FFT analýzu odezvy. K řešení odezvy modelované soustavy je použit interní řešič Matlabu *ode45*. Ten je založen na explicitní metodě Runge-Kutty. Jedná se o jednokrokovou rekurentní metodu řešení diferenciálních rovnic. Přesnost řešiče je udávána jako střední.

4.1

4.1 Identifikace parametrů pro matematické modelování



Obr. 18 Vybrané komponenty uložení

(1 – unašeč poloosy, 2 – pružina, 3 – objímka, 4 – kroužek AW, 5 – šroub, 6 – planeta, 7 – matice)

Stejnou pozornost, jaká byla věnována úrovni redukce matematického modelu, bylo třeba věnovat také určení jeho vstupních parametrů. V rámci identifikace parametrů modelu bylo třeba provést rozměrovou analýzu uložení a připojených dílů. Zároveň bylo třeba provést zvážení jednotlivých komponent. Přehled vybraných parametrů komponent (Obr. 18) uložení představuje tabulka 1.

Tab. 1 Vybrané parametry komponent uložení

	délka [mm]	váha [kg]	moment setrvačnosti prvku k těžišti [kg*mm ²]
pružina	18,20	0,012	4,26
šroub	71,20	0,032	14,55
unašeč - standard	113,55	0,857	1264,00
kroužek AW	5,50	0,011	1,39
objímka	7,00	0,012	3,18
matice	7,40	0,032	1,84
planeta	23,90	0,285	76,95
poloosa	610,00	2,660	28577,98

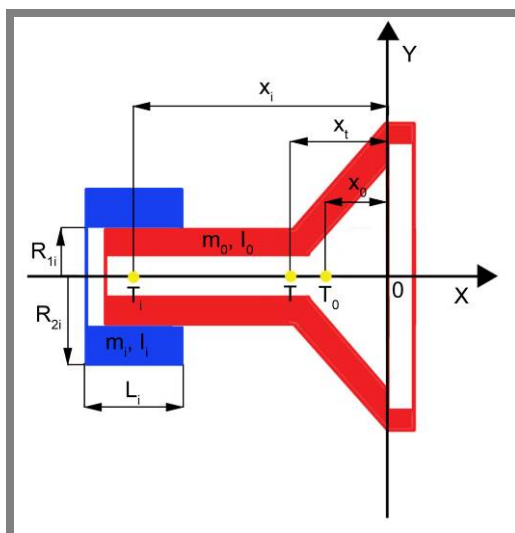
Dále bylo nutné provést redukci komponent do jediné modální hmoty použité v modelu. Nejdříve byla stanovena modální hmotnost připojených součástí poloosy, které bylo vhodné pro účely měření nahradit válcovým závažím s odpovídajícím momentem setrvačnosti. Hmotnost náhradní hmoty byla vypočtena na 2,286 kg a byla použita pro většinu provedených experimentů (viz. obr 19). Do modální hmotnosti pro přímočarý matematický model bylo však ještě třeba redukovat a sjednotit hmotnost celé kmitající sestavy unašeče, která se mírně liší pro jednotlivé varianty uložení. Jednotná hodnota modální hmotnosti $m = 6,5\text{kg}$ byla použita pro všechny simulované varianty uložení.



Obr. 19 Unašeč s náhradní hmotou

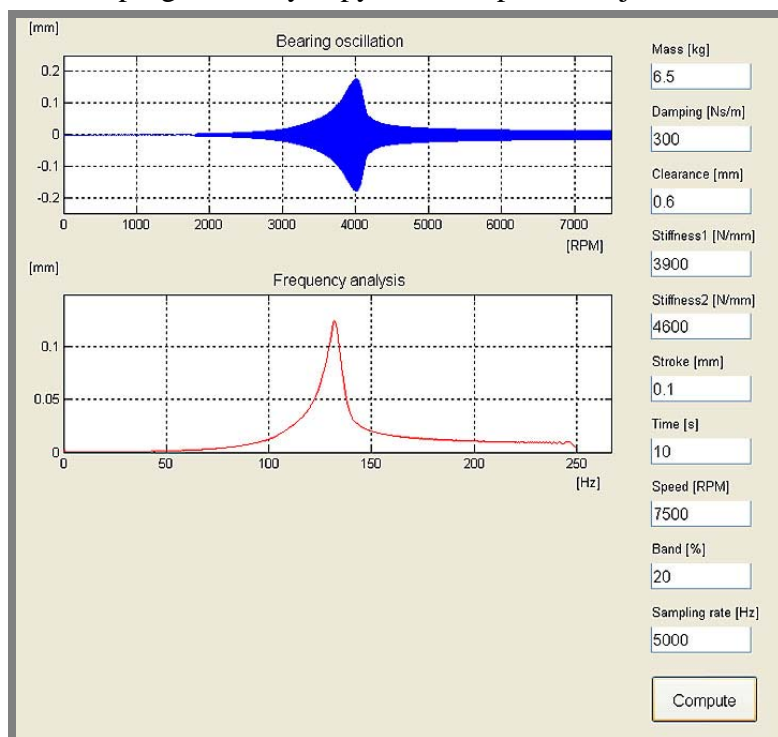
Výpočet modální hmotnosti je schematicky naznačen na obrázku 20. Jako referenční rovina byla zvolena připojovací plocha příruby unašeče. Bod kde referenční rovina protíná osu unašeče byl zvolen jako počátek. Pro redukci byly připojené elementy nahrazeny dutými válci jejichž moment setrvačnosti v těžišti byl shodný s momentem setrvačnosti nahrazované součásti. Pozice těžiště náhradního dutého válce odpovídala geometrii uložení skutečného elementu. Následně byly pomocí Steinerovy věty přepočteny jednotlivé momenty setrvačnosti k referenčnímu

počátku. Rovněž byl vypočten celkový moment setrvačnosti sestavy k těžišti a určena náhradní modální hmotnost. Parametry byly pro výpočtové účely taktéž přepočteny ke zvolenému počátku.



Obr. 20 Schéma redukce pro výpočet modální hmotnosti

Tlumení systému b je poměrně nízké, protože uzel pracuje bez zaplavení mazacím olejem. Hodnota tlumení $b = 300 \text{Ns/m}$ byla odhadnuta na počátku modelování a použita shodně u všech variant. Opakovaně bylo ověřeno, že tlumení má pouze vliv na hodnoty maximálních rozkmitů a šířek vrcholů jednotlivých grafů. Pro naše účely nebylo proto upřesnění hodnoty tlumení řešeno. Absolutní hodnoty modelovaných amplitud mají v provedených simulacích pouze informativní význam, řádově však odpovídají amplitudám získaným z měření. Vypočtené amplitudově otáčkové charakteristiky tedy slouží výhradně k porovnávání jednotlivých variant. Grafické uživatelské rozhraní programu s výstupy simulací představuje obrázek 21.



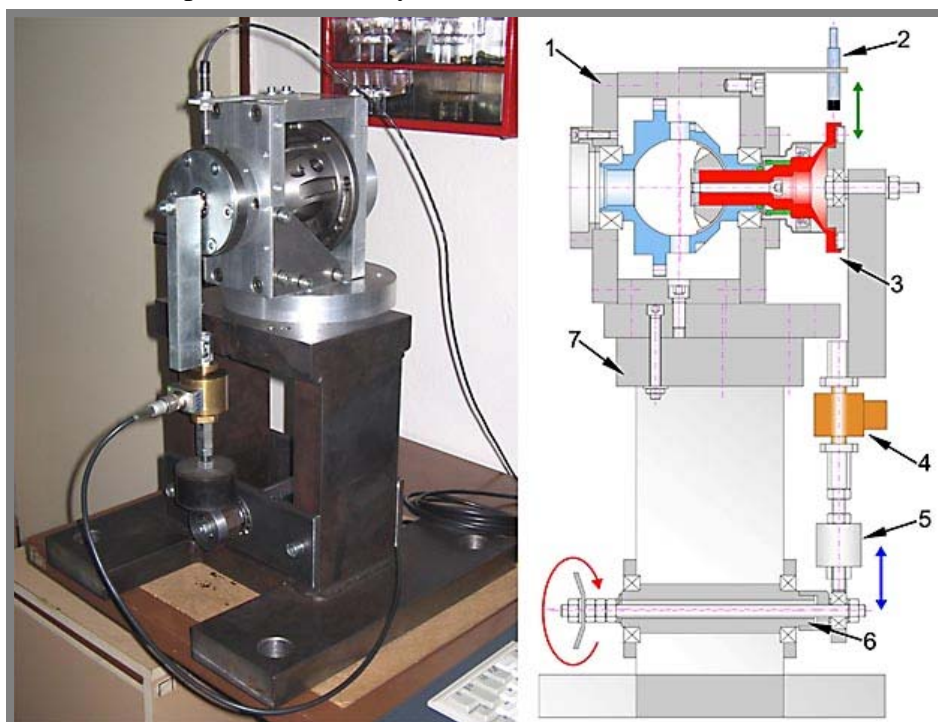
Obr. 21 Uživatelské rozhraní matematického modelu

5 POPIS ZKUŠEBNÍ STANICE A PROVEDENÝCH EXPERIMENTŮ

Jak již bylo řečeno, na ÚK byla v minulosti provedena řada experimentů týkajících se hlukové emise automobilu [2, 3, 4, 5, 6]. Část experimentů byla prováděna přímo na reálném vozidle. Ovšem měřicí postupy realizované na vozidle s sebou nesly jisté problémy. Při akustických měřeních hluk pozadí (pohonného agregátu, výfuku apod.) často převyšoval hladinu hluku sledovaného objektu, což znemožňovalo použití standardních měřicích postupů. Pro experimentální část práce byly proto zvoleny měřicí metody z oblasti vibrodiagnostiky a analýzy vibrací. Ukázalo se, že realizace měření na reálném automobilu je velmi obtížná z hlediska ekonomického, časového i praktického. Na základě znalosti experimentálního zařízení použitého firmou INA a stanic používaných pro zkoumání rotorů byla navržena koncepce měřicí stanice pro dynamické testy sestavení diferenciálu.

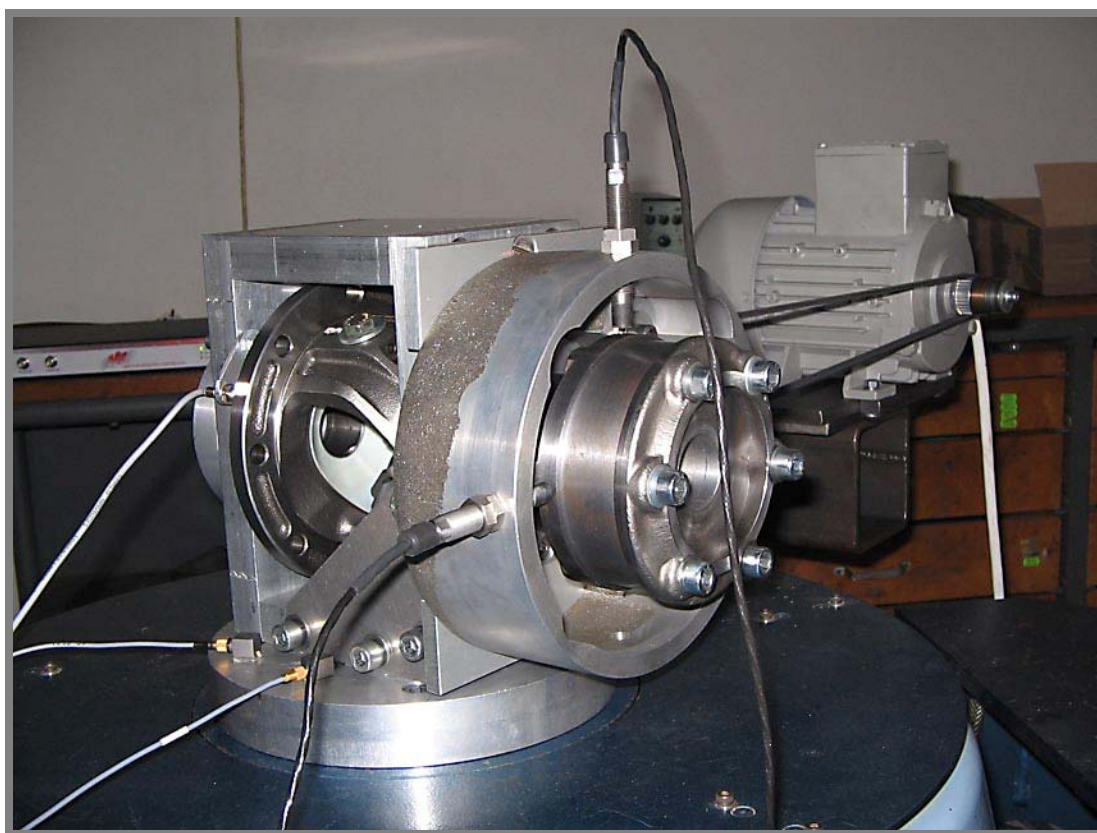
5.1 Experimentální stanice

Základem měřicí stanice se stala experimentální skříň pro uložení reálného automobilového diferenciálu vyvinutá na Ústavu konstruování [30, 31]. Základní skříň byla navržena jako univerzální a lze ji použít k různým typům experimentů. Díky dostatečné tuhosti konstrukce skříně ji lze použít pro měření radiální výkyvné tuhosti uzlu, která je jedním z nejdůležitějších parametrů pro numerické simulace. Konfigurace stanice pro měření tuhosti je představena obrázkem 22. Její návrh byl součástí předchozích prací. Princip měřicí stanice lze shrnout následovně. Silové působení na sestavu vyvolané otáčením excentrické hřídele 6 je zaznamenáno siloměrem 4. Skutečná výchylka unašeče poloosy 3 je sledována snímačem posunutí typu Schenck IN 81 na bázi vířivých proudů 2. Z naměřených dat jsou sestaveny křivky závislosti zatěžovací síly na výchylce unašeče, které charakterizují vykyvovací radiální tuhost příslušné varianty uložení.



Obr. 22 Stanice pro měření radiální tuhosti uložení
(1-skříň, 2-snímač dráhy, 3-unašeč, 4-siloměr, 5-silentblok, 6-excentr, 7-stojan)

Aby bylo možné provést vyhodnocení provozních stavů sledovaného uzlu byla experimentální skříň upevněna na elektrodynamický vibrátor značky Derritron, dostupný v laboratoři Ústavu mechaniky těles, který simuluje vibrace motoru. Obdobná konfigurace stanice byla také součástí předcházejících experimentů, které byly zaměřeny na výzkum rezonančních vlastností uložení diferenciálu s aretací pomocí pružných členů. Avšak při zmíněných zkouškách bylo zamezeno rotaci unašeče v diferenciálu, což bylo nyní nežádoucí. Bylo proto nutné provést konstrukční úpravy, aby bylo umožněno provedení zamýšlených experimentů. Při návrhu úprav bylo nutné přihlédnout k maximální nosnosti elektrodynamického vibrátoru, která je 15 kg. Neboť originální díly z diferenciálu Škody Fabia jsou poměrně hmotné, byly pro konstrukci stanice využity díly především z lehkých slitin. Dále bylo třeba navrhnout vhodné uložení snímačů výchylky a otáček a konstrukci pohonu klece diferenciálu (Obr. 23).



Obr. 23 Měřicí Stanice

5.1.1

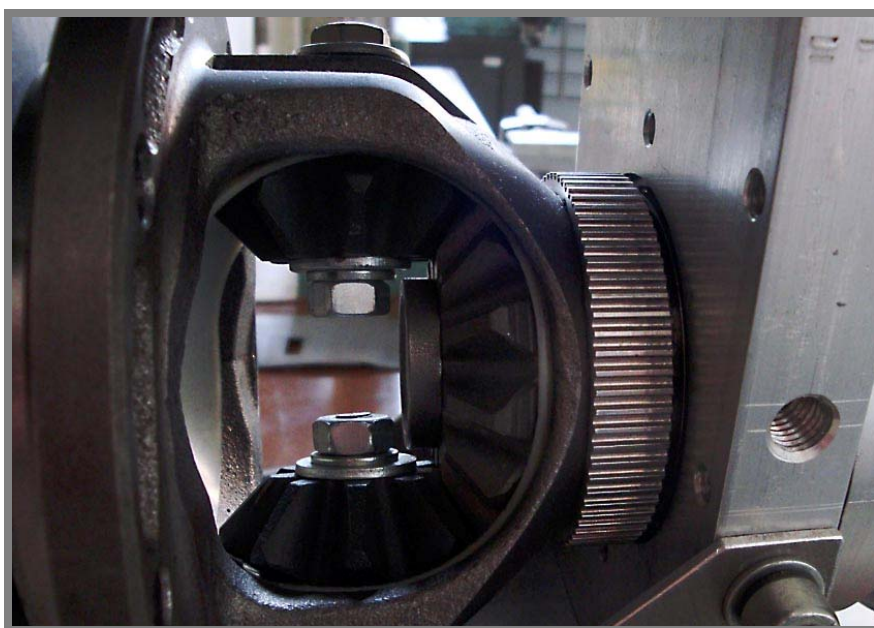
5.1.1 Pohon experimentální stanice

Pohon stanice zajišťuje synchronní elektromotor o výkonu 0,5kW řízený programovatelným frekvenčním měničem (Obr. 24). Toto řešení dovoluje přesnou simulaci provozních podmínek při deceleraci. Pro omezení plynoucích z provozních parametrů motoru a budiče je synchronizace otáček diferenciálu s budícími vibracemi realizována pouze softwarově. Pro softwarovou synchronizaci budícího signálu s otáčkami diferenciálu je použit obdélníkový signál generovaný řídicí jednotkou budiče. Přenos kroutícího momentu je zprostředkován pomocí ozubeného řemenu. Převodový poměr stanice s použitými řemenicemi (Obr. 25) je 2,4. Při vyhodnocení je však vypočítáván virtuální převodový poměr, který vyjadřuje poměr mezi měřenými okamžitými otáčkami diferenciálu a kmitočtem buzení.



Obr. 24 Pohon stanice – elektromotor s frekvenčním měničem

Elektrodynamický budič je regulován pomocí řídicí jednotky ovládané softwarem Vibration View, který dovozuje zadávání široké škály parametrů budícího signálu a umožňuje tak simulaci různých provozních stavů diferenciálu.

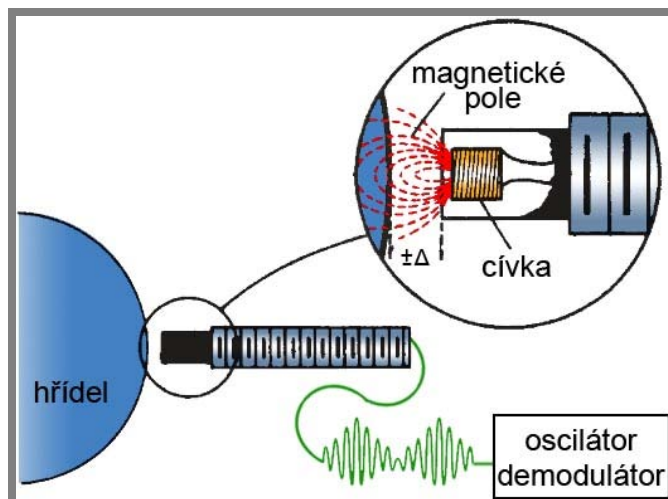


Obr. 25 Detail umístění řemenice na koši diferenciálu

5.1.2 Použité snímače a měřicí řetězec

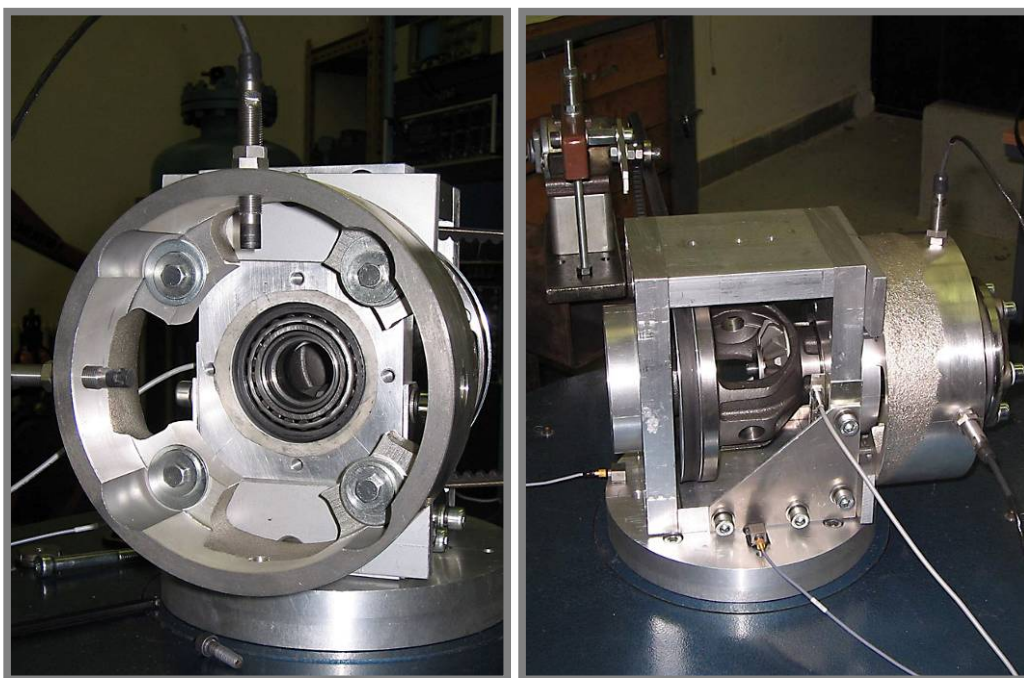
Chování unašeče je obdobně jako u rotorů či turbín sledováno pomocí dvou snímačů výchylky, jejichž osy svírají úhel 90 stupňů. Získáváme tak záznam chvění unašeče diferenciálu ve vertikálním i horizontálním směru. Jedná se tedy o bezkontaktní měření vibrací, které poskytuje velmi přesné informace o pohybu hřídele v uložení. Pro bezkontaktní snímání výchylek unašeče jsou použity indukčnostní snímače typu Schenck Vibronex IN 81 využívající závislosti indukčnosti cívky na proudové hustotě vířivých proudů.

5.1.2



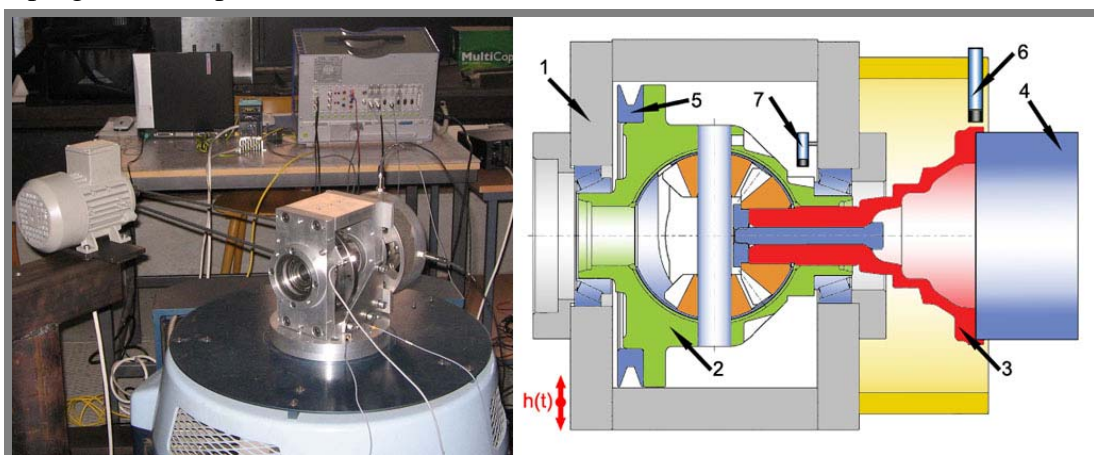
Obr. 26 Princip bezkontaktního snímače na bázi vířivých proudů

Princip bezkontaktního snímače je vysvětlen na obrázku 26. Vířivé proudy buzené vysokofrekvenčním magnetickým polem generují v elektricky vodivém materiálu sekundární magnetické pole. Intenzita tohoto pole působí proti intenzitě budící cívky. Výsledná intenzita magnetického pole se mění v závislosti na vzdálenosti mezi budící cívkou a vodivým povrchem. Je-li cívka současně cívkou oscilačního obvodu, dochází při kmitavém pohybu měřeného objektu k amplitudové modulaci oscilačního napětí. Amplitudovou demodulací napětí na cívce získáme výsledný signál, odpovídající časovému průběhu výchylky kmitů, polohy nebo posuvu. Senzory se vyrábějí integrované v kovovém krytu, ve kterém je kromě budící cívky i základní část elektronických obvodů. Tímto uspořádáním se potlačí parazitní vlivy okolních elektromagnetických polí, vliv délky kabelu apod. Kmitočtový rozsah použitých senzorů je od 0 Hz do 10 000 Hz. Rozsah lineární měřicí charakteristiky je 1,5 mm a citlivost snímače je $8\text{mV}/\mu\text{m}$. Konfigurace snímačů na stanici je ilustrována na obrázcích 27 a 28.



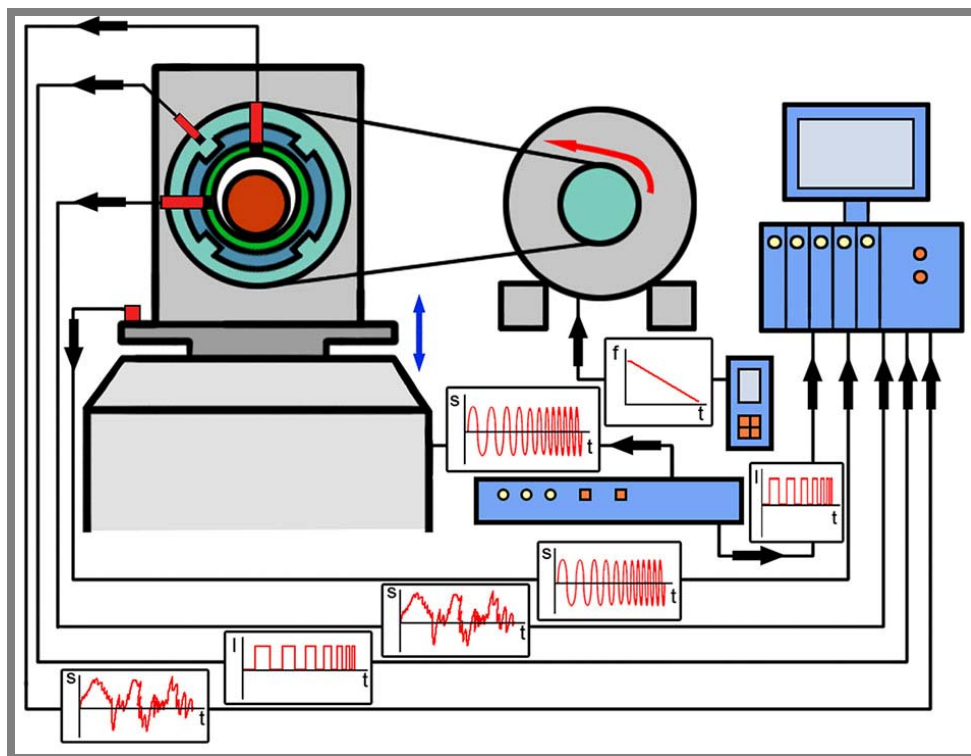
Obr. 27 Detail stanice s umístěním použitých snímačů

Pro experimenty je nutná znalost otáček koše diferenciálu, proto je stanice vybavena také snímačem otáček, který pracuje na principu Hallova jevu. Pro měření na budiči doplňujeme stanici citlivým akcelerometrem firmy Bruel and Kjaer, jehož prostřednictvím lze kontrolovat skutečný průběh budícího signálu, popřípadě využít signál jako pomocný při provádění analýz. 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 je sběr dat zajištěn aplikacemi v programovém prostředí LabView.



Obr. 28 Experimentální zařízení s měřicím počítačem a schéma experimentálního uložení (1 - experimentální skříň, 2 - koš diferenciálu, 3 - anašec poloosy, 4 - náhradní hmota, 5 - řemenice, 6 - snímač výchylky, 7 - snímač otáček)

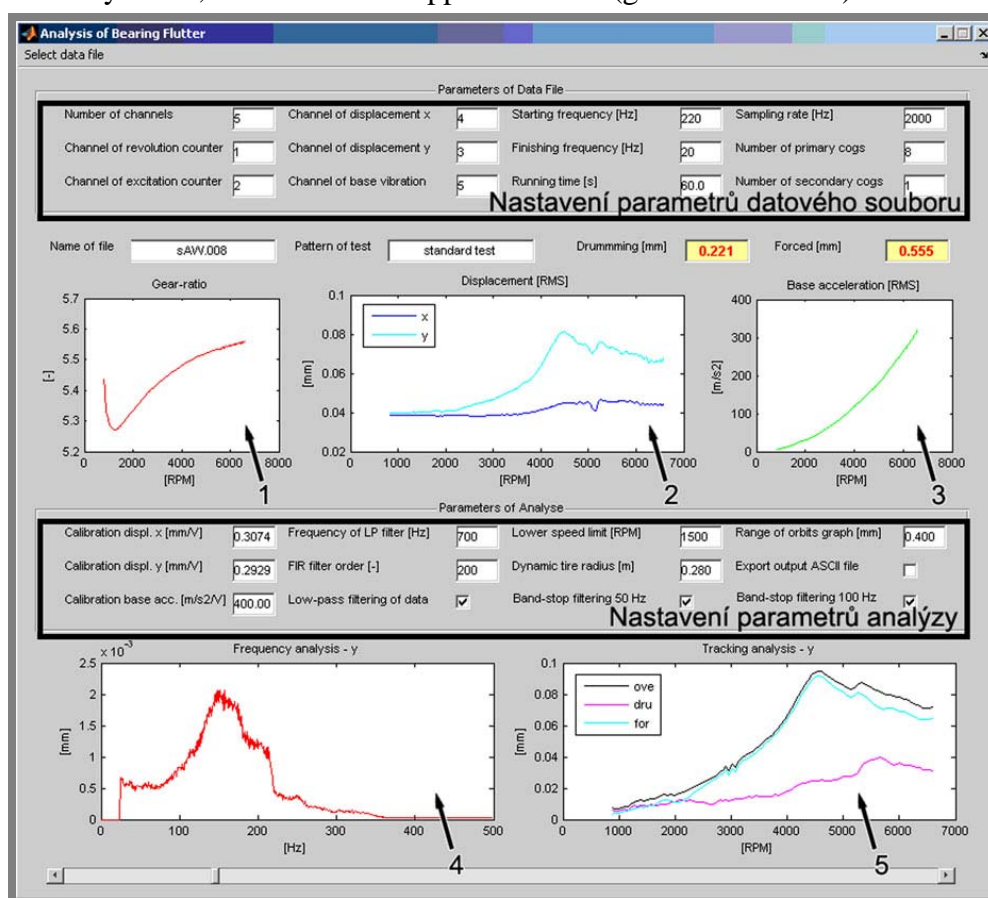
Schéma realizovaného měřicího řetězce je zobrazeno na obrázku 29. Při zkoušce je měřeno 5 kanálů a to: výchylka v ose X a Y, otáčky diferenciálu, zrychlení budících kmitů základny a budící napětí z řídicí jednotky vibrátoru. Dále jsou použity řídicí jednotka k regulaci budiče a frekvenční měnič k regulaci otáček motoru.



Obr. 29 Měřicí řetězec

5.2 Analytický software Orbit

Již od počátku bylo zřejmé, že experimentální část práce bude poměrně rozsáhlá. Pro zpracování množství datových souborů byl proto navržen analytický program Orbit, přizpůsobený na míru provedeným experimentům. Pro vývoj programu Orbit bylo zvoleno programové prostředí Matlab R2007b. Uživatelské prostředí programu představuje obrázek 30. K načítání naměřených datových souborů slouží podprogram „Cteni,“ který obsahuje skript pro dekódování binárního formátu dat z měřicího počítače Dewetron. Vstupní parametry pro správné dekódování datového souboru se zadávají do příslušných formulářů v programu Orbit. Dalším krokem je zpracování záznamu z Hallova snímače pulzů skriptem „Counter.“ Jeho pomocí je sestaven průběh otáček diferenciálu po celý průběh zkoušky. Stejný skript je použit také na vytvoření kmitočtového průběhu budicích vibrací. Podílem získaných průběhů získáme charakteristiku virtuálního převodu 1 na obrázku 30. Virtuální převod slouží především jako diagnostický a kontrolní parametr určující správný průběh experimentu. Výpočet virtuálního převodu je nezbytný, jelikož průběh otáček diferenciálu není hardwarově přesně synchronizován s průběhem budicího signálu. Virtuální převod by v ideálním případě měl být stejný po celou dobu zkoušky. V závislosti na provozních omezeních budiče a motoru však dochází k mírnému kolísání převodu, jak je vidět v grafu. Kolísání převodu je způsobeno nemožností udržet lineární charakteristiku zpomalování diferenciálu v nízkých otáčkách. Udržet požadovanou charakteristiku buzení v nízkých kmitočtech má často problém i řídicí jednotka budiče. Pro kontrolní účely je v programu zobrazován také skutečný průběh budicího zrychlení, snímaného na supportu budiče (graf 3 na Obr. 30).



Obr. 30 Grafické rozhraní programu Orbit

V dalším kroku program zpracovává data ze snímačů posunutí. Signály výkmitů v obou osách mohou být filtrovány pomocí FIR filtru typu dolní propust. Rutina pro filtr je standardní součástí knihoven Matlabu a jedná se o funkci požadovaného řádu filtru a kmitočtu. Na základě znalosti počtu pulzů z Hallova snímače na jednu otáčku lze záznamy výkmitů rozdělit do úseků o velikosti právě jedné otáčky diferenciálu. Vykreslením jednotlivých úseků do kartézských souřadnic XY vznikne série trajektorií – tzv. orbit. Jednotlivé orbity představují pohyb středu unašeče za jednu otáčku diferenciálu a poskytují přesnou grafickou informaci o chování hřídele v průběhu experimentu. Vyhodnocení výsledků zkoušky pomocí orbit je však jen obtížně automatizovatelné. Nelze totiž stanovit jednoznačná kritéria pro vyhodnocení průběhů orbit, se kterými by program mohl pracovat. Při analýze experimentů se ukázalo, že subjektivní vizuální hodnocení souborů uživatelem je málo produktivní a časově velmi náročné.

Do vyhodnocovacího algoritmu je zapracována funkce vyhodnocující efektivní hodnoty kmitání v jednotlivých osách. Vzorec pro výpočet efektivní hodnoty částí posloupností X a Y mezi vzorky s pořadím start a cíl je do Matlabu zapsán pomocí následujícího cyklu:

```
for P = 1:počet_orbit
    Xef(P)=sqrt(std(X(start_o:cíl_o))^2+mean(X(start_o:cíl_o))^2);
    Yef(P)=sqrt(std(Y(start_o:cíl_o))^2+mean(Y(start_o:cíl_o))^2);
End
```

Výsledky jsou vykresleny programem do grafu 2 v obrázku 30. Takto zpracovaná data jsou především meziproductem pro další analytické operace. Z hlediska popisu chování nám pak poskytují informaci o maximálních dosažených výchylkách. Průběh jednotlivých křivek může také indikovat chybu při provádění zkoušky a zajímavé může být i grafické srovnání odlišných testovaných sestav.

Pro jednotlivé orbity je dále provedena průměrovaná FFT analýza. Z velkého množství takto získaných spekter v závislosti na hladině otáček při pořizování je možné sestavit multispektrum. Pro vyšší názornost jsou však z multispektra uvedeny pouze průměrné frekvenční spektrum 4 a souběhová filtrace 5.

Ve frekvenční spektru získaném prostým zprůměrováním odpovídajících kmitočtových čar (graf 4 na obrázku 30) ze všech spekter sestavených z jednotlivých orbit při různých kmitočtech jsou potlačeny projevy způsobené postupnou změnou budící frekvence a zvýrazní se vlastní frekvence buzené soustavy. Takové spektrum pak podává mnoho informací především o možných rezonančních problémech zkoušené soustavy. Souběhová filtrace (graf 5 na obrázku 30) vytvořená ze sestaveného multispektra se ukázala jako nejúčinnější řešení. Do analýzy je v tomto případě přenesen vždy jen výkon úzkého frekvenčního pásma, který odpovídá stále stejnému vybranému násobku otáčkové frekvence (absolutní rozsah filtrovaného pásma se mění se změnou otáček diferenciálu). Místo složitě multispektra tak získáme průběhy závislé na otáčkách. První násobek otáčkové frekvence popisuje případné házení hřídele a je důležitý pro korekci mechanického házení sestavy. Násobek daný virtuálním převodem popisuje vibrace vynucené buzením. Jeho zvýšená hladina je charakteristická pro hluk typu „Schnarren“. Ostatní výkon spektra bez těchto dvou pásem velmi dobře kvantifikuje akustické projevy typu „Wummern.“ Aby bylo možno prezentovat grafické výsledky i číselně, redukuje se průběhy v programu do jediného čísla pro každý typ hluku. Hodnota pak vyjadřuje intenzitu daného hluku. Redukce je provedena pomocí výkonové sumace jednotli-

vých křivek. V programu je výkonová sumace pro posloupnosti S (schnarren/forced) a W (wummern/drumming) zapsána pomocí následujícího skriptu:

```
IntSch = sqrt(sum(S(:)^2));
IntWum = sqrt(sum(W(:)^2));
```

Algoritmus výpočtu je odvozen od výkonové sumace spektra. Numerické vyjádření charakteristických parametrů pro jednotlivé hluky je velmi dobré pro analýzu. Je přehledné i při velkém množství zpracovávaných měření a lze snadno stanovovat kritéria pro hodnocení měření. U grafického vyjádření je situace složitější, neboť uživatel musí subjektivně posoudit průběh charakteristických křivek a ohodnotit analyzovanou variantu.

5.3

5.3 Popis vybraných experimentů

Experimenty prováděné v rámci práce lze rozdělit do dvou kategorií. Do první kategorie spadají experimenty zaměřené na sběr vstupních parametrů pro matematický model. Druhou kategorií tvoří experimenty použité ke studiu chování diferenciálu za provozu, které zároveň slouží k odladění matematického modelu.

Sběr vstupních parametrů pro modelování zahrnuje především měření radiální výkyvné tuhosti testované varianty uložení. Dále lze do této kategorie zahrnout také nutné rozměrové analýzy, vážení a určení momentů setrvačnosti jednotlivých elementů.

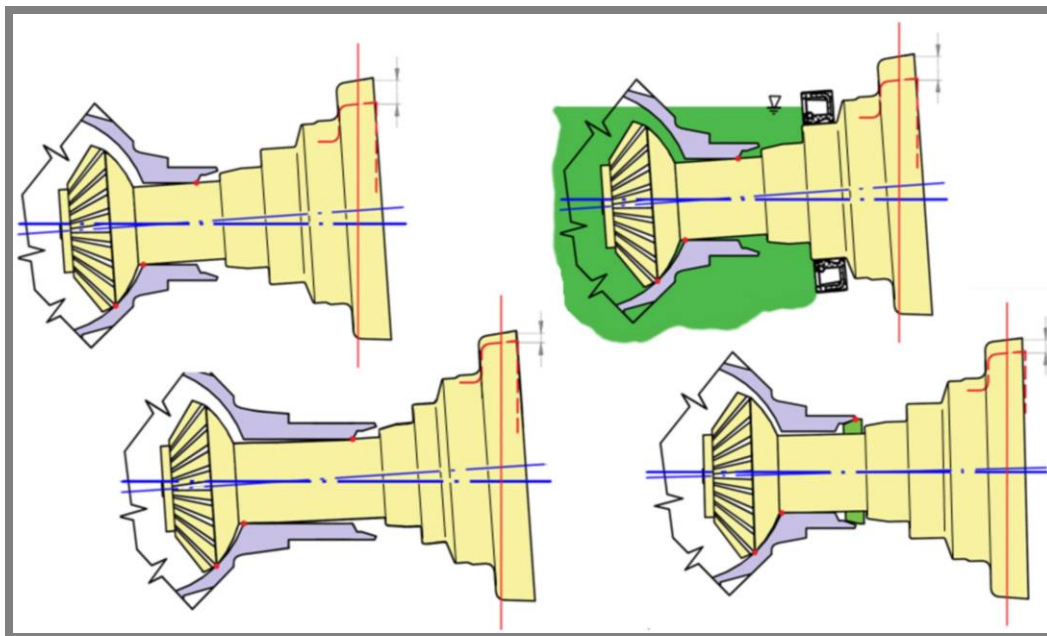
Experimenty spadající do druhé kategorie byly zaměřeny na simulaci skutečného chování sledovaného uzlu za provozu. Byly provedeny zkoušky s reálnými sestavami diferenciálu a s upraveným pohonem, kdy byly otáčky diferenciálu řízeny pomocí frekvenčního měniče. Tyto zkoušky sloužily jak pro ověření správné funkce matematického modelu, tak i k ověření úspěšnosti navrhovaných řešení a analýze chování uložení při změně standardních provozních podmínek. Zkoušky byly převážně prováděny jako dojezdové, tedy z nejvyšších zvolených otáček do zastavení diferenciálu. Budicí vibrace od motoru byly simulovány rozmítaným sinusovým signálem klesajícím z frekvence 230Hz na 10Hz při amplitudě 0.1mm po dobu 72 sekund. Spodní hranice 10Hz vyplývá z možností regulátoru budiče. Zvolená amplituda odpovídá amplitudě chvění motoru skutečného automobilu. Diferenciál byl zpomalován z frekvence 50Hz (podle simulovaného převodového stupně) do zastavení. Zpomalování bylo řízeno frekvenčním měničem. Zvolené frekvenční rozsahy tedy odpovídají charakteristikám skutečného pohonného agregátu automobilu. Vzorkovací frekvence pro měření byla nastavena na 2000 Hz. Případné odlišnosti v provedení jednotlivých experimentů jsou pak uvedeny v rámci analýzy výsledků měření.

6 ANALÝZA METOD PRO ELIMINACI MECHANICKÉ UVOLNĚNOSTI

Problém mechanické uvolněnosti a následné zvýšené hlukové emise strojního celku lze řešit v zásadě dvěma způsoby. Je možné provádět nepřímá opatření na přenosových cestách, která vedou ke snížení, utlumení nebo změně kmitočtové skladby produkované hlukové emise. Podstatné jsou však metody přímé, které se snaží problematiku řešit principiálně (viz. Obr. 31). 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 vháněného oleje nebo třecím tlumičem.

Žádné z uvedených opatření pravděpodobně nemůže problém vyřešit beze zbytku. 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 bez použití vyvažovacích hřídelí nelze zcela vyvážit posuvné síly, které 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.



Obr. 31 Možnosti utlumení nekontrolovaného naklápění unašeče

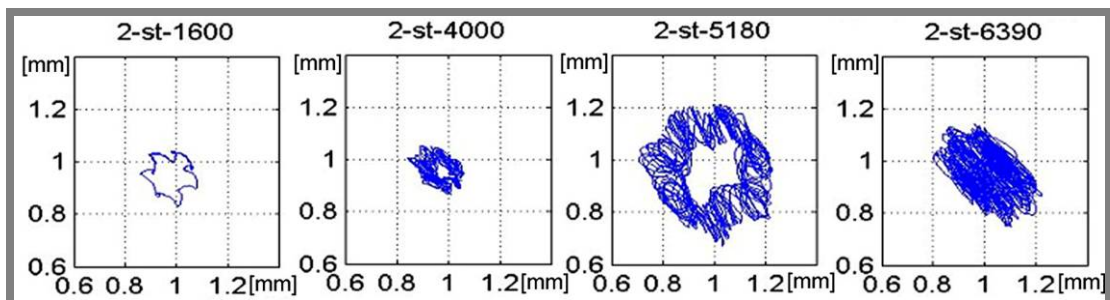
Vývojové oddělení Škoda Auto a.s. používá k zamezení hlukových projevů vznikajících rázy v uložení diferenciálu pružné vazby. Osa unašeče je aretována vůči ose uložení pomocí přítlačné pružiny a bronzového třecího kuželového kroužku (Obr. 32). Ač se zdá, že by tato konstrukční úprava měla řešit problém s hlučností diferen-

ciálu, ve skutečnosti tomu tak není. V praxi se ukázalo že popsaná varianta vede ke změně charakteru hluku a změně provozních otáček při kterých je vyzářován. Aretací osy unašeče je sice zabráněno rázům způsobeným nestabilitou unašeče v uložení, do systému zavedená pružná vazba má však kritický vliv na celkové vibrace unašeče. Při laboratorních zkouškách se ukázalo že tuhost pružiny, potažmo celého uzlu, je nevhodně naladěna vzhledem k provozním otáčkám motoru [19, 20]. Vlastní frekvence pružné vazby tedy koliduje s provozními otáčkami motoru. Za jízdy dochází k nárůstu vibrací uzlu a opětovným zvýšeným projevům hluku. Charakter a provozní podmínky tohoto typu hluku jsou mírně odlišné od předchozího případu (drummingu) 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 nevhodná buď z hlediska vyzářované hlukové emise nebo problémů při provozu, které vyplývaly z konstrukce pružného členu, jako např. malá trvanlivost či potíže s utěsněním uzlu.



Obr. 32 Sériový unašeč s antiwummern – přítlačná pružina, třecí kroužek

Automobilka Škoda, která se problematikou uložení zabývá provedla vlastní měření relativního radiálního pohybu osy výstupní hřídele z diferenciálu reálného vozidla při různých otáčkách motoru. Za jízdy vozidla byly zaznamenávány trajektorie pohybu osy hřídele v průběhu její jedné otáčky - orbity. Na obrázku 33 je naměřená závislost tvaru orbit za jízdy automobilu v různých otáčkových hladinách. Pro experiment byl použit diferenciál s aretací diferenciálu pomocí antiwummern, tedy přítlačné pružiny a třecího kužele. Pro hluk způsobený uzlem s pružným vymezením vůle je typický rezonanční charakter hluku, který nastupuje vždy při stejných otáčkách motoru.



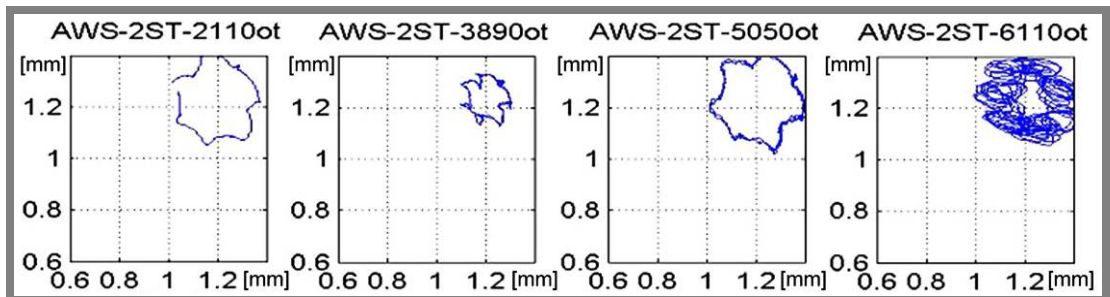
Obr. 33 Orbita unašeče s antiwummern v různých otáčkových hladinách (na reálném vozidle)

Vzhledem k podezření na rezonanční problémy uzlu bylo provedeno také měření bez komponentů pružného vymezování vůle v uložení (Obr. 34).



Obr. 34 Sériový unašeč bez pružné vazby (antiwummern)

Měření při obdobných provozních podmínkách jsou na následujícím obrázku (Obr. 35). Je zajímavé, že i v této konfiguraci, kdy byla demontována podezřelá pružná vazba, se uzel stále choval zdánlivě rezonančně, neboť je patrný pokles a následný nárůst výchylky unašeče. Podle subjektivního hodnocení byl však typ hluku zcela odlišný a nastával v jiných otáčkových hladinách. Toto chování je zřejmě způsobeno mechanickou uvolněností, neboť v tomto případě je tuhost v uložení daná guferem příliš nízká, než aby účinně vymezovala vůli v uložení.

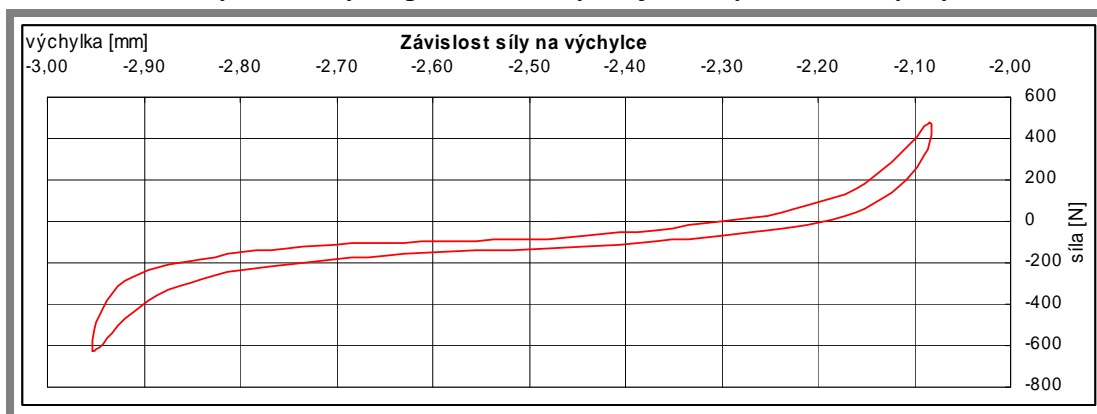


Obr. 35 Orbita unašeče bez antiwummern v různých otáčkových hladinách (na reálném vozidle)

Z uvedených poznatků vyplývá, že pro další postup řešení bylo vhodné změřit radiální tuhosti uložení s antiwummern a s odebranou pružnou vazbou. Zmíněné tuhosti pak omezují interval radiálních tuhostí pro matematické modelování. Přičemž předpokládáme, že hledaná radiální tuhost pro pružnou aretaci unašeče leží mezi těmito dvěma variantami.

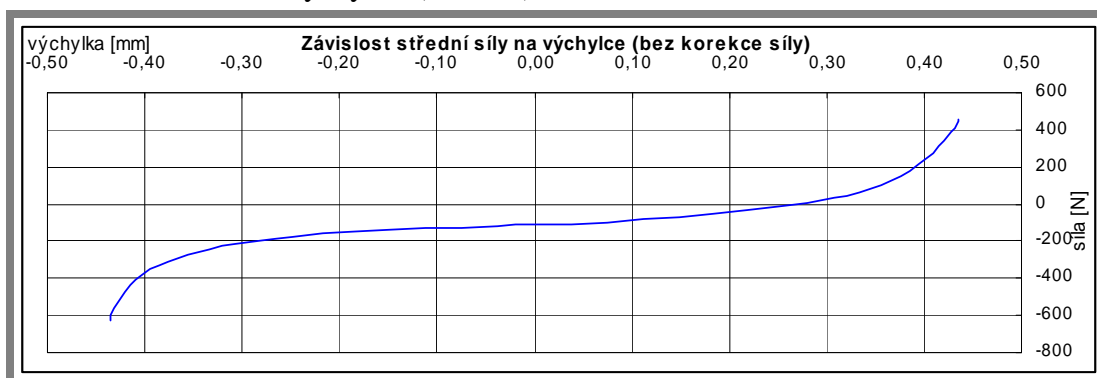
7 EXPERIMENTÁLNÍ ANALÝZA RADIÁLNÍ TUHOSTI

Měření radiální tuhosti je prováděno v 6 nebo 12 polohách, které se liší úhlovým nastavením unašeče okolo podélné osy. Pro každý bod je pak sejmuto několik hysterezis smyček (unašeč je vychýlen několikrát během jednoho měření). Vlastní zpracování měření má řadu samostatných fází. Nejprve jsou sejmuté charakteristiky daného měření vyfiltrovány a zprůměrovány do jedné hysterezní smyčky (Obr. 36).



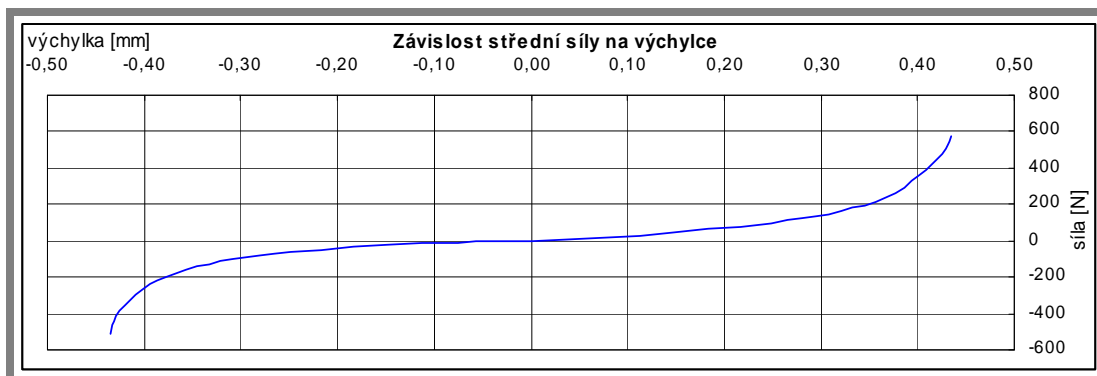
Obr. 36 Průměrová hysterezní smyčka změřené radiální tuhosti jedné polohy unašeče

Další vyhodnocení je poněkud komplikováno faktem že poloha unašeče není díky vůli v uložení jednoznačně dána. Uvedená křivka proto není centrována do nuly, což by znemožnilo následné analýzy celkové průměrné tuhosti zkoušené varianty. Po odstranění hystereze je tedy výsledná křivka závislosti síly na deformaci nejprve ustředěna na nulovou výchylku (Obr. 37).



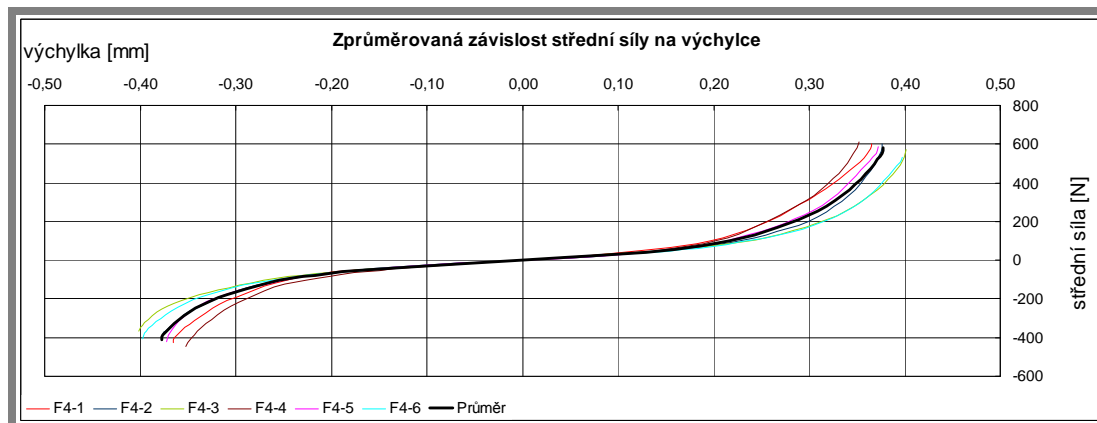
Obr. 37 Střední hodnota výše uvedené křivky centrována na symetrický rozkmit

Poté dojde k tzv. korekci síly, která umožní ustředění křivky na nulovou hodnotu síly (Obr. 38).



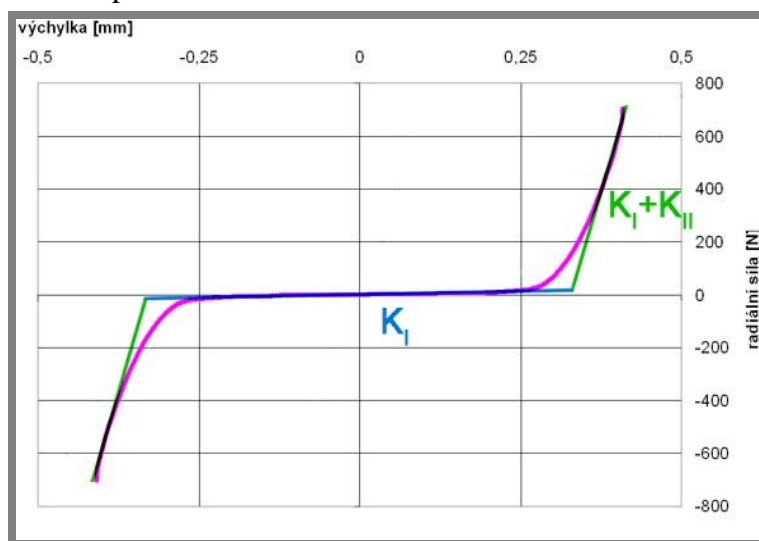
Obr. 38 Křivka radiální tuhosti po korekci síly

Teprve nyní je možné všechna měření ve vybraných úhlových nastaveních unašeče pro danou variantu vyhodnotit do jediné křivky (střední hodnota – silná černá křivka na Obr. 39). Takto je zohledněna změna tuhosti vlivem tvarových rozdílů v geometrii uložení při natočení unašeče.



Obr. 39 Zprůměrovaná tuhostní křivka z měření ve stanovených polohách

Výsledné křivky radiální tuhosti mají obdobný průběh a vyznačující se lineární střední částí, která charakterizuje tuhost uložení před vymezením vůle. Na této části křivky je proto možné stanovit tzv. lineární radiální tuhost, která charakterizuje měřenou variantu jedinou hodnotou. Při vymezování vůle dochází k nelineárnímu nárůstu tuhosti. Prudkost nárůstu se liší v závislosti na konstrukci uložení. Po vymezení vůle dochází k deformaci materiálů elementů uložení s lineárním průběhem tuhosti. Jak se ukázalo při experimentech, právě lineární radiální tuhost úseku před zalomením charakteristiky je dominantním faktorem pro chování uložení. Při nízkých hodnotách radiální tuhosti dochází snadno k vymezení vůle a nárazům unašeče na stěny ložiska. Pohyb unašeče se stává chaotickým a nárazy se projevují zvýšením hlukové emise. Při vyšších hodnotách tuhosti nastávají problémy s rezonancí. Při nadrezonančních hodnotách radiální tuhosti se diferenciál stává samosvorným. Zpracování naměřených dat je prováděno v programu PolygonEvo, který je realizován v prostředí Visual Basic a Excel.



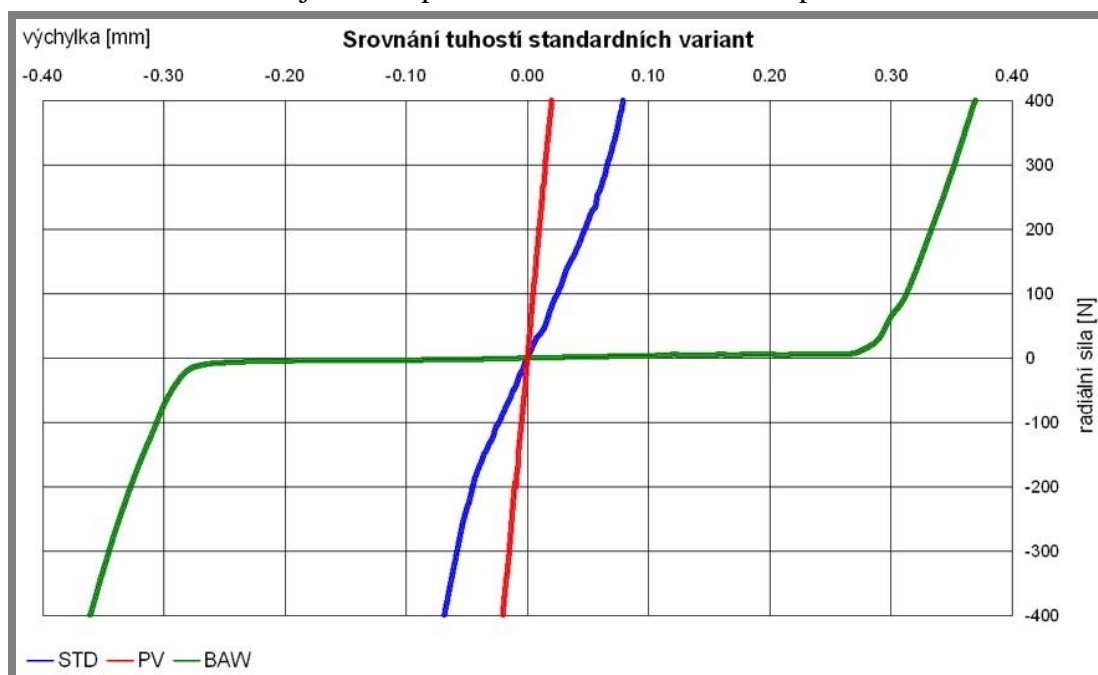
Obr. 40 Aproximace nelineární tuhosti lomenou křivkou

Změřené tuhosti jsou aproximovány do matematického modelu pomocí zalomené křivky. Pro matematické modelování se osvědčilo nahrazení nelineární charakteri-

stiky aproximací pomocí lineárních křivek jak je naznačeno na obrázku 40. Místo zlomu je při aproximaci dáno velikostí vůle v uložení. Tuhost K_I odpovídá lineární radiální tuhosti před vymezením vůle v uložení. Tuhost K_I+K_{II} popisuje stav po vymezení vůle, kdy dochází především k deformaci elementů v uložení. Byla ověřena i možnost s přesnější linearizací tuhostní křivky. Průběh křivky byl rozdělen do více segmentů, které lépe vystihovaly narůstání tuhosti při vymezování vůle. Rozdíly výsledků simulací s aproximací tuhosti s ostrým zalomením a aproximací zjemněnou byly nepatrné. Při přesnější aproximaci křivky dochází především k nárůstu výpočtového času simulace.

7.1 Křivky radiální tuhosti pro vybrané varianty uložení

Následující obrázek 41 představuje srovnání křivek tuhostí nejdůležitějších variant uložení. Z grafu je vidět velké rozpětí tuhostí mezi variantou uložení bez použití prvků antiwummern (BAW) a standardní variantou uložení s přítlačnou pružinou a bronzovým kroužkem (STD). Pro ilustraci je v grafu připojena také křivka radiální tuhosti pro uložení „na pevno“, kdy je sestava antiwummern nahrazena ocelovou trubkou. Tato varianta je však z praktického hlediska zcela nepoužitelná.



Obr. 41 Křivky tuhostí vybraných variant uložení

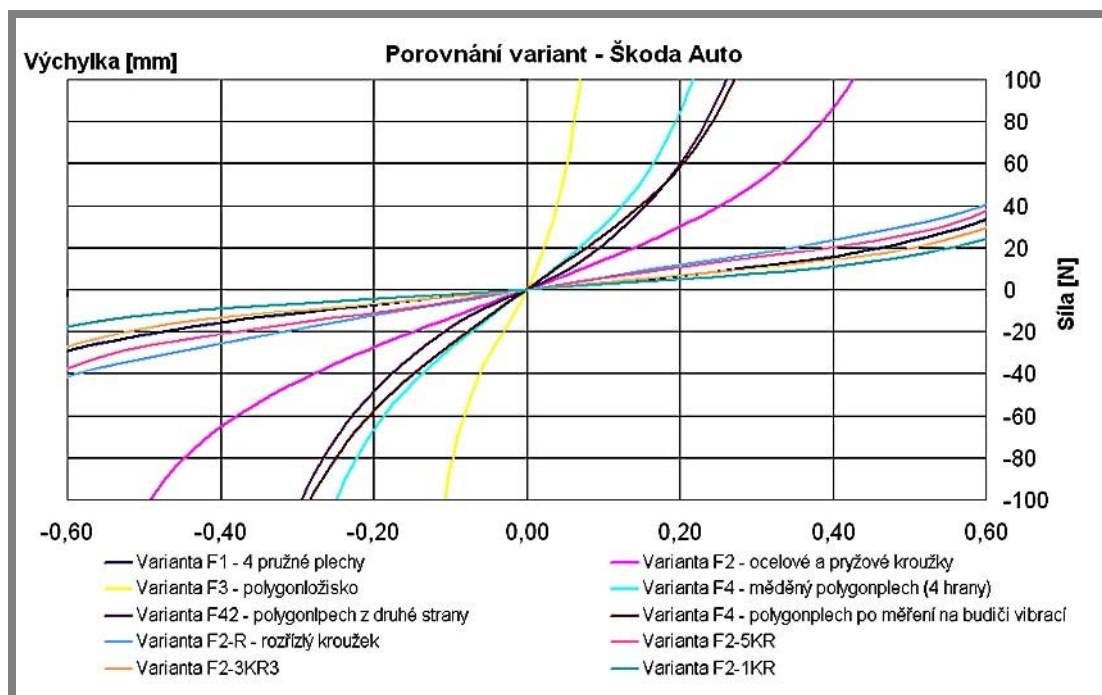
(STD - varianta s antiwummern, PV – varianta „na pevno“, BAW – varianta bez pružné vazby)

Hodnoty dosažených radiálních tuhostí K_I jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2 Hodnoty radiálních výkyvných tuhostí vybraných variant uložení

Varianta	Tuhost
BAW	32 N/mm
STD	3900 N/mm
PV	17625 N/mm

Uvedené tuhosti byly použity jako mezní hodnoty při hledání vhodné radiální tuhosti pomocí matematického modelu. Mimo dvě zmíněné referenční varianty uložení byla v rámci práce provedena měření tuhosti řady variant, které obsahovaly různé způsoby aretace unašeče navrhované vývojovým oddělením Škoda Auto. Grafické srovnání některých testovaných variant představuje obrázek 42.



Obr. 42 Detail tuhostních křivek různých konstrukčních návrhů uložení

Hodnoty změřených tuhostí K_I u vybraných konstrukčních variant navržených automobilkou jsou zobrazeny v tabulce 3.

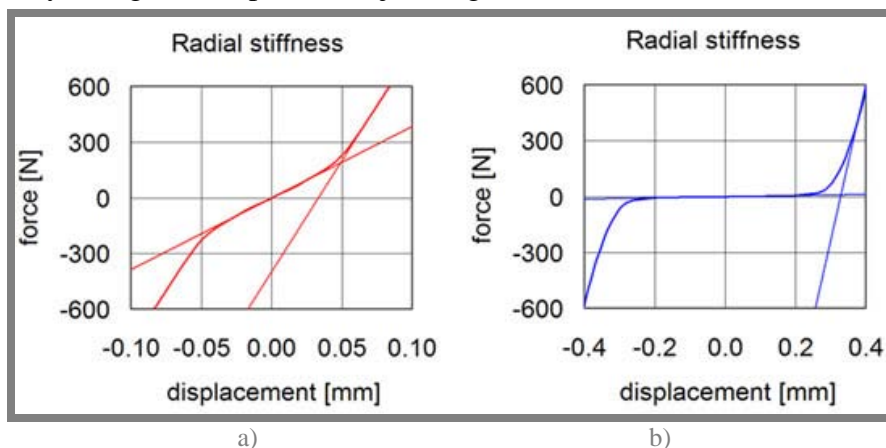
Tab. 3 Přehled lineárních radiálních tuhostí K_I – prototypy Škoda Auto

Varianta	Tuhost
4 pružné plechy	47 N/mm
Pryžové a ocelové kroužky	133 N/mm
Polygonložisko	674 N/mm
Měděný polygonplech	294 N/mm

8 STANOVENÍ VHODNÝCH RADIÁLNÍCH TUHOSTÍ ULOŽENÍ

U provedení diferenciálu s aretací unašeče pomocí pružné vazby zjevně dochází k rezonančnímu jevu v rozsahu provozních otáček. Uzel je tedy nutno „přeladit“. Při experimentální náhradě přítlačné pružiny ocelovou trubkou se zvýší tuhost uložení a tím i jeho vlastní kmitočet nad provozní otáčky motoru a nejsou pozorovány žádné výrazné problémy jak ve virtuálním modelu, tak subjektivně při jízdách testech. Bohužel tuto úpravu lze použít pouze při přímé jízdě, takže prakticky je její význam nulový. Druhou možností je naopak snížení tuhosti uzlu, tedy volba provozu nadrezonančního. Příliš nízká základní tuhost uložení však vyžaduje velkou vůli v uložení, aby nedocházelo v průběhu překonávání rezonance k jejímu rázovému vymezování. Při vymezení vůle dojde ke kontaktu třecích ploch v uložení a náhlému nárůstu tuhosti – zlomu v tuhostní křivce. Rázy způsobují chaotické chování unašeče a výrazně zvyšují hlukovou emisi uzlu. Při tuhosti odpovídající pouze hřídelovému těsnění je zapotřebí nereálné vůle větší než 3mm, aby k nedocházelo k velkému množství rázů. Takové hodnoty vůle jsou nepřijatelné z hlediska utěsnění diferenciálu. Je tedy nutné nalézt „okno“ s vhodnou a realizovatelnou tuhostí, kdy ještě bude možné zajistit funkci hřídelového těsnění. Toto je vhodná úloha pro virtuální model uzlu.

Jako vstupní body pro odhad intervalu tuhostí byly použity reálné charakteristiky standardní varianty unašeče s antiwummern členem a varianty unašeče s vyjmutým antiwummern. Do matematického modelu byly pomocí lomené křivky aproximovány reálné nelineární tuhosti obou variant změřené na stanici. Princip aproximace je popsán v kapitole 7. Směrnice regresní přímky mají hodnoty $k_I = 3900 \text{ N/mm}$ a $k_I + k_{II} = 4600 \text{ N/mm}$ pro uspořádání s antiwummern. Hodnoty směrnic pro uložení bez antiwummern jsou pak $k_I = 32 \text{ N/mm}$ a $k_I + k_{II} = 8350 \text{ N/mm}$. Průběhy tuhostí s naznačenými regresními přímkami jsou v grafech na obrázku 43.

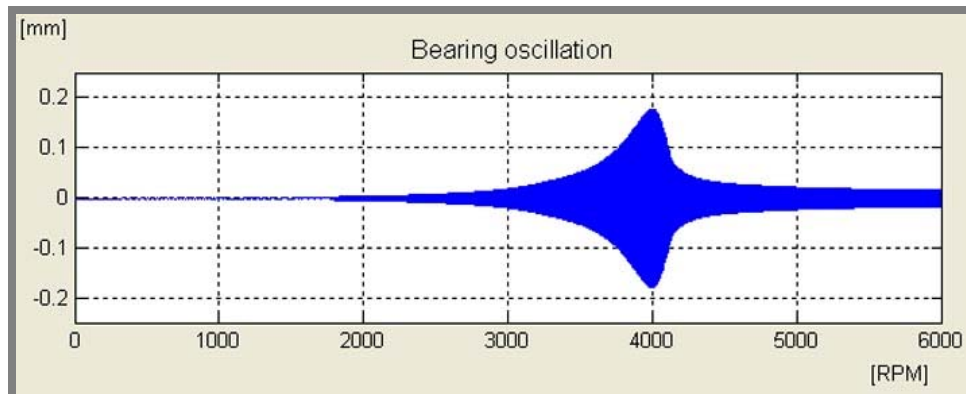


Obr. 43 Lomená křivka tuhosti pro variantu s antiwummern a) a bez antiwummern b)

Rozsah testovaných otáček byl zvolen od 0 do 6000RPM což je rozsah zahrnující běžné provozní otáčky motoru automobilu. Vůle v uložení byla volena v rozsahu 0,6 až 1 mm podle varianty uložení. Pro všechny modelované varianty je použita shodná modální hmotnost $m=6,5 \text{ kg}$ a tlumení $b=300\text{Ns/m}$.

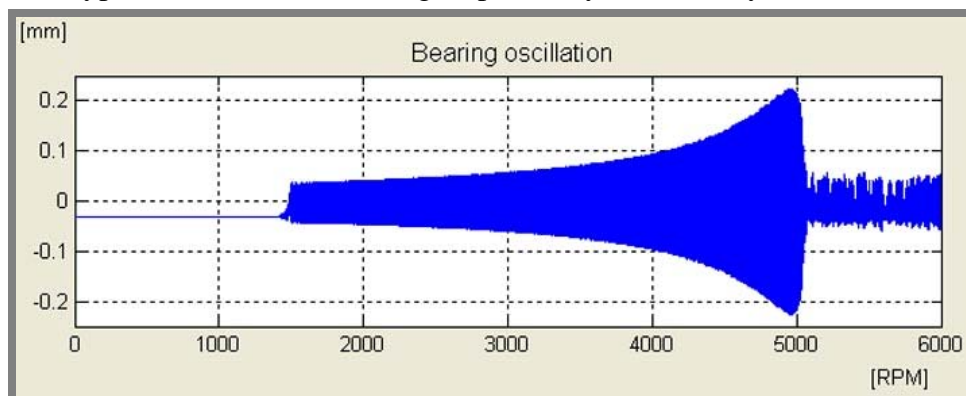
Je zřejmé že výsledky simulací neodpovídají zcela přesně výsledkům měření, ale naším cílem nebyl přesný matematický model uzlu. Simulace měla sloužit především jako vstupní krok pro odhad vhodné tuhosti uložení a případně pro testování stávajících variant uložení a odhad možných problémů. Odezva modelu pro diferenciál

s antiwummern je vidět na obrázku 44. Jak je vidět z grafu soustava má jediný výrazný rezonanční vrchol při 4500RPM, což koresponduje s laboratorně měřenou odezvou (viz. Obr. 51 kap. 10.1). Je tedy patrné, že tato varianta uložení bude mít sklon k problémům rezonančního charakteru, které v praxi vedou ke zvýšení hlukové emise uložení nazvaných „schnarren; forced“.



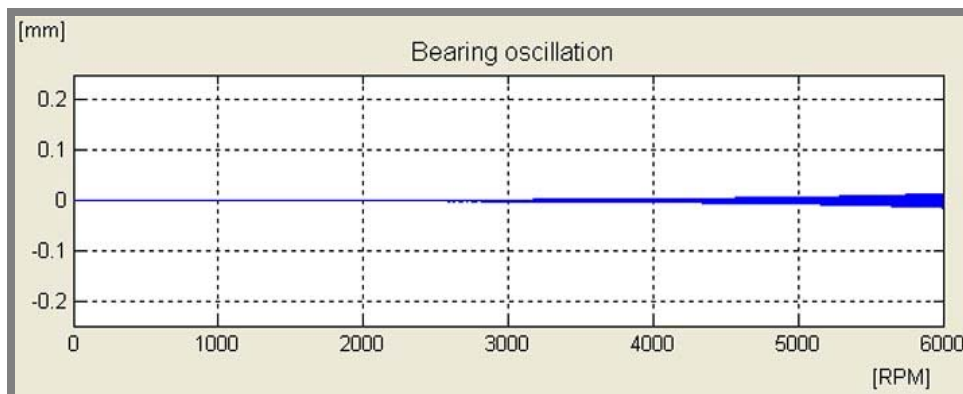
Obr. 44 Virtuální odezva varianty s pružnou vazbou

Na simulované odezvě pro uložení bez antiwummern se výrazně projevuje zjednodušení modelu (viz. Obr. 45). Lze si povšimnout výrazného rezonančního vrcholu na hodnotě 4900RPM. Reálné měření však žádné obdobné rezonanční problémy nevykazuje, naopak toto uložení trpí problémy s náhlým chaotickým rozkmitáním unašeče poloosy v uložení. Tento jev je v modelu indikován nárůstem amplitudy výchylky na hodnotě 1500RPM což koresponduje s měřenou charakteristikou. Ta se vyznačuje obdobným náhlým nárůstem amplitudy kmitání unašeče, což je zřejmě přechod do stavu kdy nastane chaotické kmitání unašeče v náboji. Při hledání vhodných tuhostí je proto třeba vyloučit kombinace tuhostí a vůlí, které se vyznačují obdobným průběhem odezvy, neboť lze předpokládat, že uložení by pak mělo sklon k hlukům typu „wummern; drumming“, způsobených chaotickým chováním unašeče.



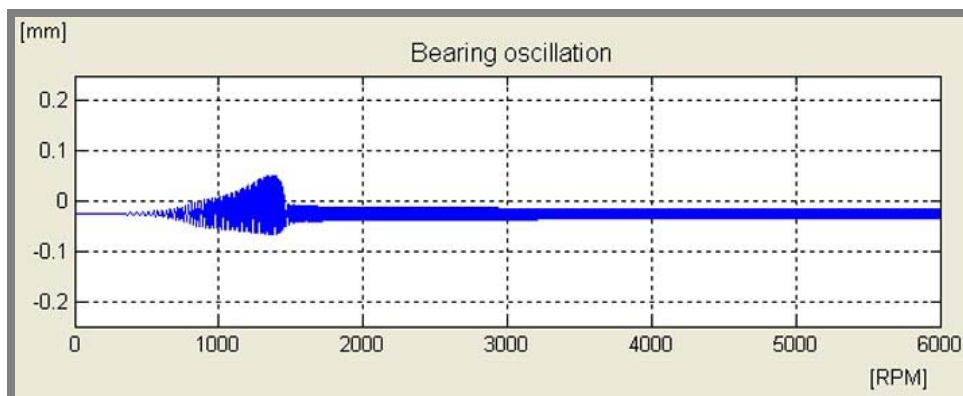
Obr. 45 Virtuální odezva varianty bez pružné vazby

Pro kontrolní účely byl proveden i výpočet varianty „na pevno“, jejíž vysoká hodnota primární tuhosti k_I značí, že případná rezonanční frekvence uložení by měla ležet nad testovanými otáčkami, což bylo modelem potvrzeno jak lze vidět na následujícím grafu (Obr. 46).



Obr. 46 Virtuální odezva varianty „na pevno“

Obrázek 47 představuje průběh výchylky pro tuhost $k_1=205\text{N/mm}$. Je zřejmé, že sice dochází k nárůstu amplitudy kmitání, avšak hodnota amplitudy je nízká. Zároveň otáčková hladina, ve které nárůst amplitudy leží není z hlediska provozních otáček motoru kritická, přičemž kmitání rychle zaniká. Lze tedy očekávat, že v praxi by nemělo uložení s obdobnými vlastnostmi trpět zvýšenou hlučností ať už rezonančního nebo chaotického charakteru.



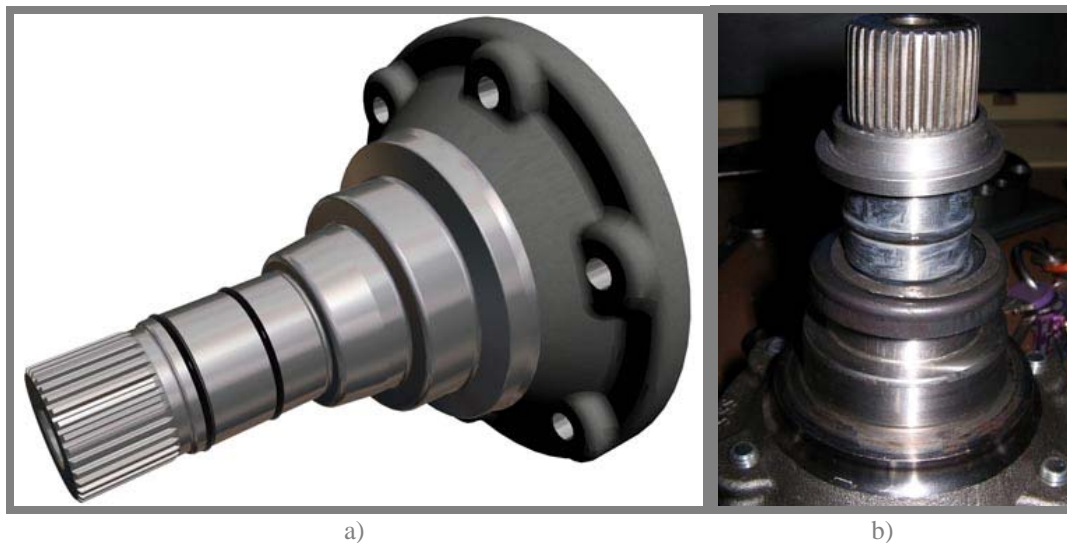
Obr. 47 Virtuální odezva varianty s vhodnou radiální tuhostí

Okraje intervalu vhodných tuhostí pro řešení problému byly stanoveny v rozsahu 150 až 400 N/mm pro primární tuhost k_1 . Kritériem pro výběr intervalu byla maximální dosažená amplituda kmitání, která nepřevyšovala hodnotu 0,05 mm a maximální hodnota výchylky leží v pásmu do 2000 RPM.

9 NÁVRH KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY ULOŽENÍ

V následující fázi bylo třeba simulaci ověřit experimentálně. Navržená konstrukční úprava vychází ze zkušeností s množstvím konstrukčních návrhů uložení, které jsme byly testovány pro vývojové oddělení firmy Škoda Auto. Návrhy poskytly poměrně dobrou představu, jakých tuhostí lze dosáhnout použitím různých konstrukčních úprav a materiálů. Příklad tuhostí některých navrhovaných uložení od firmy Škoda představuje tabulka 3 v kapitole 7.1. Lze si povšimnout zejména varianty, která k centrování unašeče v ložisku využívala ohýbaný měděný plech s polygonálním tvarem. Tuhost tohoto řešení byla 294N/mm a leží tedy v intervalu odhadnutém simulací. Při statické zkoušce na vibračním zařízení se však ukázalo že po několika málo testech dochází k výraznému poklesu tuhosti, neboť dochází k „vymačkání“ plechu a tím k porušení jeho funkce. Bylo tedy zřejmé, že v praxi je toto řešení nepoužitelné, neboť trvanlivost v provozních podmínkách by byla velmi nízká. Inspirací se stala varianta uložení, kde byly na unašeč navléknuty gumové a ocelové kroužky jejichž zástavbová tuhost dosahovala maxima okolo 130 N/mm.

Bylo navrženo zjednodušené řešení, které využívá O kroužky o průměru 1,9 mm zasazené do drážek vysoustružených do třecí plochy unašeče viz. Obr. 48a, 48b. Idea řešení byla taková, aby bylo možné záměnou kroužků ovlivnit tuhost uložení, což bylo výhodné z hlediska experimentů. Zároveň bylo toto řešení snadno převoditelné do sériové výroby, jelikož není ekonomicky nákladné a nevyznačuje se výrobní složitostí. Další výhodou je také to, že při případné degradaci či poškození gumových kroužků by nebyla nijak ohrožena činnost diferenciálu. Vedlejším efektem by v tomto případě byl návrat do výchozího stavu, kdy by mohl nastat jev wummern; drumming.



Obr. 48 Model konstrukční úpravy v programu Inventor a) a realizace připravená k testům b) (na unašeči je nasazen přípravek pro montáž do koše diferenciálu a vymezení vzdálenosti)

Dosažená radiální tuhost úpravy ověřená měřením byla 205N/mm, což vyhovuje odhadovanému intervalu. Průběh změřené křivky tuhosti je zobrazen v následujícím grafu (Obr. 49). Pro porovnání jsou v grafu zobrazeny také křivky tuhostí pro variantu standard s pružnou vazbou a bez antiwummern.



Obr. 49 Srovnání průběhů radiální tuhosti referenčních variant s navrhovanou úpravou uložení (OKR – navržená úprava, BAW – bez antiwummern, STD – varianta s antiwummern)

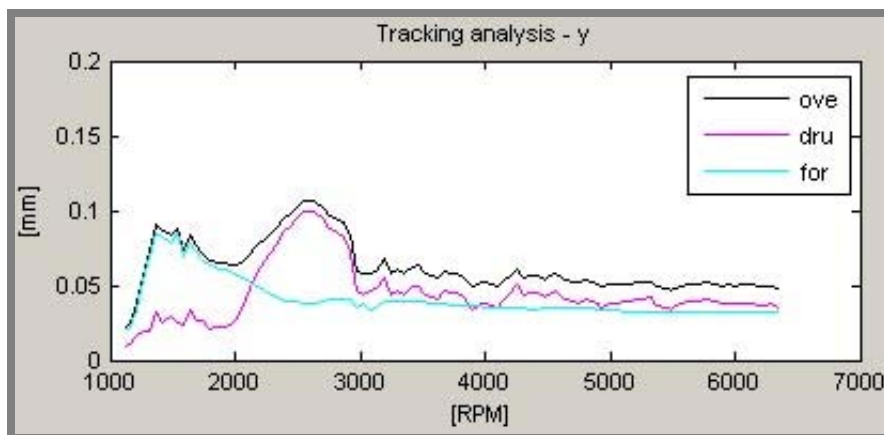
Simulovaná odezva po dosažení aproximované nelineární tuhosti získané měřením odpovídá obrázku 47 v kapitole 8. Nízká hodnota maximální amplitudy dosažené při simulaci dává dobrou šanci pro úspěch varianty také při následných reálných experimentech. Zároveň maximum amplitudy kmitání leží v oblasti velmi nízkých otáček motoru.

10 LABORATORNÍ EXPERIMENTY S REÁLNOU SESTAVOU DIFERENCIÁLU NA ELEKTRODYNAMICKÉM BUDIČI

Cílem experimentů nebylo pouze ověření navrhované konstrukční úpravy diferenciálu, ale měly také sloužit k hlubšímu studiu chování uložení. Experimenty byly proto rozděleny do několika skupin, které sledovaly vlivy konstrukčních zásahů a změněných provozních podmínek na chod uložení.

10.1 Ověření vlivu konstrukce uložení

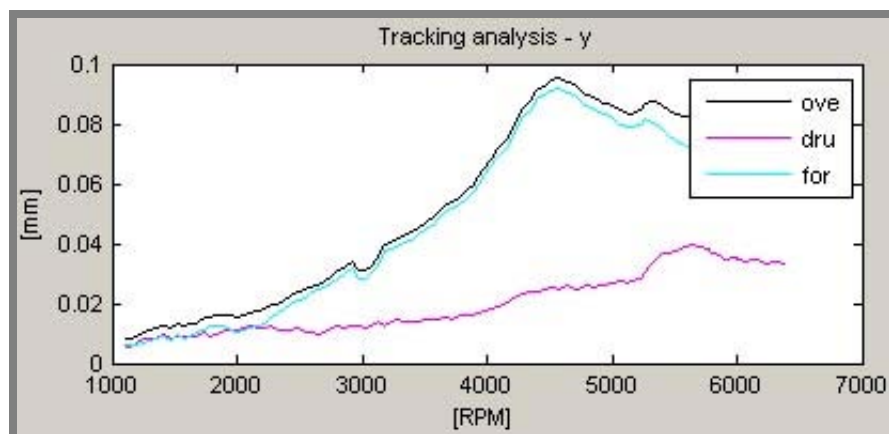
Jedním z nejdůležitějších faktorů, které mají přímý vliv na chování uložení při provozu je konstrukce a s ní spojená výsledná radiální tuhost uložení. K vyhodnocení chování uložení bylo využito algoritmů hodnocení křivek souběžové filtrace popsáných v kap. 5.2. Průběh souběžových filtrací pro uložení bez antiwummern elementů je zobrazen v grafu na obrázku 50. Je zřejmé, že křivka symbolizující kmitání z neurčených příčin (dru - drumming) převyšuje křivku kmitání vybuzeného vibracemi (for - forced). Podle očekávání tedy převládá chaotické kmitání unašeče v diferenciálu a hluková emise je typu wummern; drumming. Numerické vyjádření analyzovaných křivek pomocí výkonové sumace (algoritmus výpočtu popsán v kap. 5.2) je uvedeno v tabulce 4.



Obr. 50 Křivky souběžových filtrací pro uložení bez antiwummern

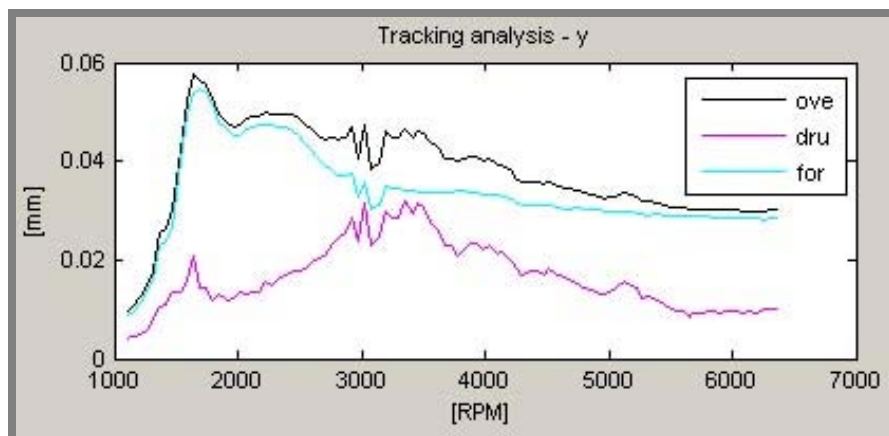
(ove – overall - celkový hluk multispektra, for – forced - tracking na kmitočtu buzení = schnarren, dru – drumming - ostatní výkon spektra = wummern)

Obrácená situace nastává v případě konstrukční varianty s antiwummern viz Obr. 51. Zde je křivka kmitání vybuzeného vibracemi zcela dominantní. Dosažené numerické charakteristické parametry hluků jsou představeny v tabulce 4. Uvedené výsledky také potvrzují vhodnost zvolené analýzy, kdy vyhodnocené parametry hluku korespondují s teoretickými předpoklady a subjektivním hodnocením hluku odborníků z vývojového oddělení firmy Škoda. Na základě experimentů byly stanoveny maximální hodnoty numerického vyjádření výkonových sumací, které indikují zvýšenou hlučnost uložení. Prahovým parametrem je hodnota 0,5 mm pro oba možné typy hluku. V případě, že alespoň jeden ze sledovaných parametrů tuto hodnotu převyšuje, lze s vysokou pravděpodobností očekávat problémy se zvýšenou hlučností. Dosažené hodnoty parametrů také indikují, jaký typ hluku bude produkován. Subjektivní hodnocení konzultované s pracovníky automobilky tyto předpoklady potvrdily.



Obr. 51 Křivky souběhových filtrací pro uložení s antiwummern

Následně byla popsáním způsobem analyzována navrhovaná konstrukční úprava diferenciálu. Jak je vidět z obrázku 52, bylo dosaženo velmi dobrých výsledků. Rezonanční vrchol křivky forced při otáčkách 1600RPM leží na dolní hranici provozních otáček motoru. Vzhledem k tomu, že takto nízkých otáčkových hladin je dosaženo pouze při startování automobilu, lze rezonanční vrchol považovat za nepřítliš problematický.



Obr. 52 Křivky souběhových filtrací pro uložení s O kroužky

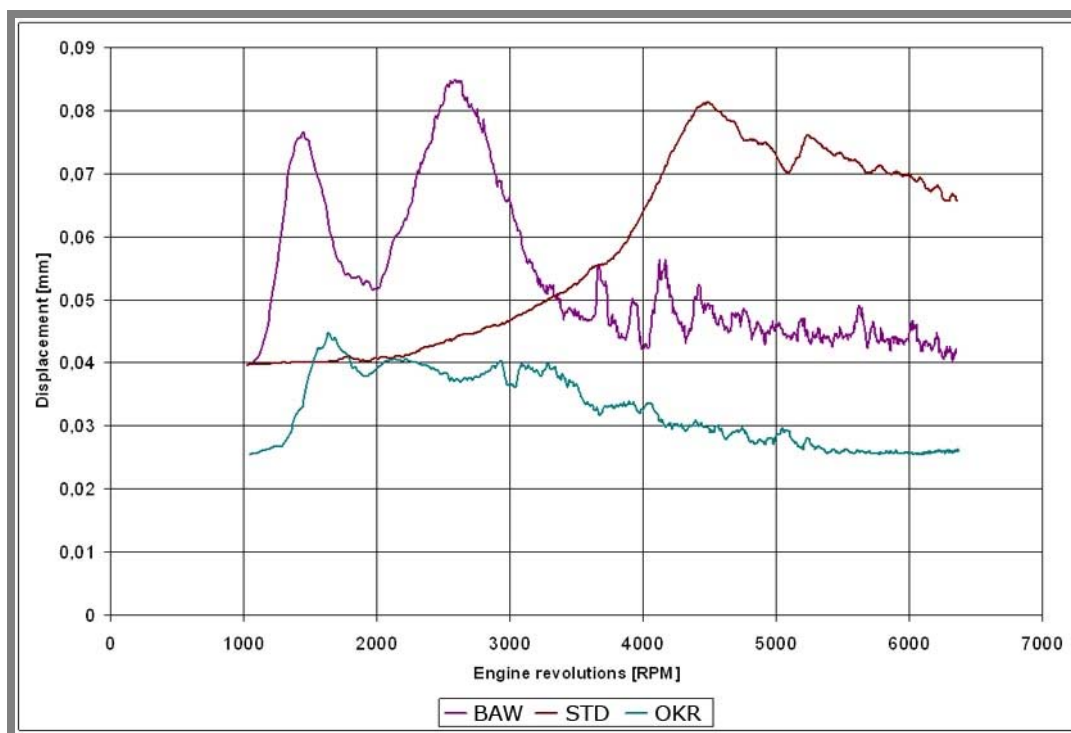
V tabulce 4 jsou pro lepší přehled shrnuty dosažené hodnoty parametrů vyjadřujících jevy wummern; drumming a schnarren; forced. Jedná se o numerické vyjádření křivek drumming a forced z trackingové analýzy pomocí výkonové sumace (viz. kap. 5.2). Je jasně vidět, že pro uložení s pružnou vazbou realizovanou pomocí O kroužků je dominantní parametr pro vybuzené hluky. V porovnání s tužší variantou uložení s antiwummern je však hodnota „forced“ téměř poloviční. Dosažené hodnoty výkonových sumací 0,17/0,32 mm pro drumming/forced značí, že konstrukční úpravu lze považovat za úspěšnou.

Tab. 4 Charakteristické parametry hluku uložení

	drumming [mm]	forced [mm]
Bez antiwummern	0,52	0,38
S antiwummern	0,22	0,56
S O kroužky	0,17	0,32

Na obrázku 53 jsou dále srovnány radiální výchylky vybraných variant uložení. Lze pozorovat shodu mezi skutečnými průběhy radiálních výchylek a simulací, neboť

tyto zkoušky byly využity jak k ověření simulačního modelu, tak i k následnému ověření účinnosti upravené varianty uložení. Z grafu je zřejmé, že maximální výchylka varianty s O kroužky (OKR) nepřekračuje hodnotu 0,45 mm oproti více než 0,8 mm u srovnávaných variant. Srovnávané křivky korespondují s průběhy křivek celkového hluku (overall) z trackingových diagramů. Jako prahovou hodnotu pro maximální amplitudu výkmitu lze stanovit hodnotu 0,05 mm, odpovídající polovině budicí amplitudy. Při překročení této hodnoty narůstá pravděpodobnost hlučnějšího chování uložení.



Obr. 53 Průběh radiální výchylky ve směru budících vibrací (BAW – bez antiwummern, STD – s antiwummern, OKR – s O kroužky)

10.2

10.2 Analýza výsledků experimentů

V rámci laboratorních experimentů bylo provedeno ověření řady faktorů, které by mohly ovlivňovat provoz uložení z hlediska vibrací a následné negativní hlučnosti. Jednotlivá měření, mimo testovaného vlivu konstrukce, jsou podrobně rozebrána v dodatcích III-VII. Jak je vidět z tabulky 5, nejvýrazněji se projevuje způsob konstrukce uložení a amplituda budících vibrací (dodatek III). Testy s nevyváženou náhradní hmotou ukázaly, že vliv tohoto faktoru je spíše nevýznamný (dodatek IV). Znatelný vliv má pružné vymezení axiální vůle (dodatek V). Vedlejším efektem vymezení axiální vůle však může být samosvornost diferenciálu. Navíc konstrukce vhodné pružné vazby by byla velmi obtížná. Při snížení hmotnosti náhradní hmoty dochází rovněž k patrným změnám v chování uložení s pružnými vazbami, neboť s odlehčením dochází k posunu rezonančních frekvencí (dodatek VI). Z praktického hlediska je však dostatečně velké odlehčení poloosy a napojených dílů zřejmě ekonomicky a konstrukčně těžko řešitelné. Byl proveden také experiment s utlumením vibrací našeče pomocí vosku, který byl vtlačen do uložení. Změna viskozity maziva se však ukázala jako nepříliš účinná (dodatek VII). Snížení amplitudy vibrací je zjevně velmi efektivní cestou k řešení problému, ale vyžadovalo by zásah do pohonného agregátu. Jako nejsnadnější se tedy jeví úprava konstrukce

uložení použitím vhodné pružné vazby, která zabrání chaotickému kmitání unašeče v ložisku. Navrhovaná pružná vazba realizovaná pomocí O kroužků se při experimentech ukázala jako vhodné řešení problému s hlukem diferenciálu.

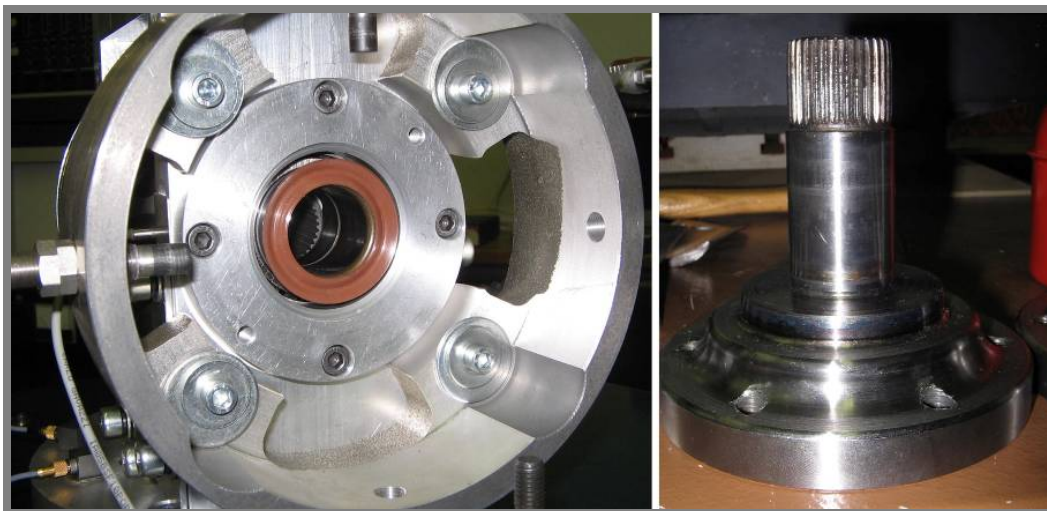
Tab. 5 Hodnocení vlivu testovaných faktorů na chod uložení

Sledovaný faktor	Vliv na chování
Konstrukční provedení	Velmi výrazný
Amplituda buzení	Velmi výrazný
Nevývaha	Nevýrazný
Vymezení axiální vůle	Znatelný
Změna váhy náhradní hmoty	Znatelný
Změna viskozity maziva	Nevýrazný

10.2.1 Pouzdro Rubena

Vývojové oddělení Škoda Auto reagovalo na námi navrhovanou variantu vlastní konstrukcí pružné vazby s použitím pryžového elementu (Obr. 54).

10.2.1



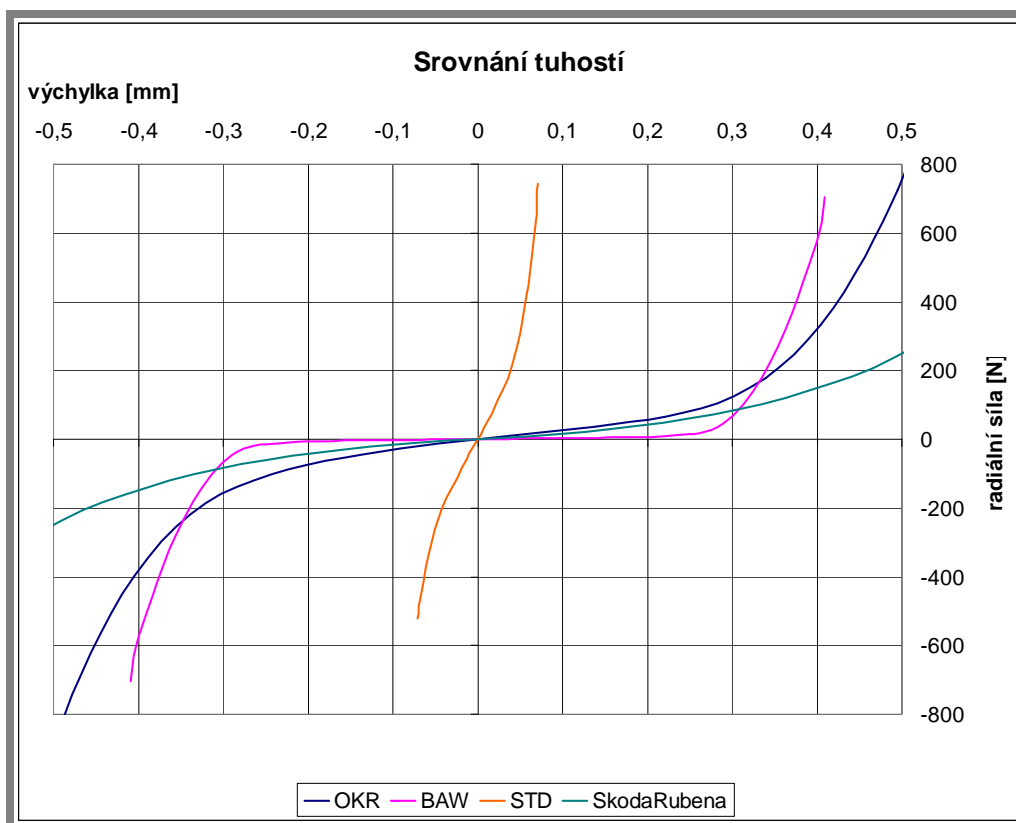
Obr. 54 Pryžové pouzdro navržené automobilkou a upravený unašeč diferenciálu

Bylo navrženo pryžové pouzdro, které je nalisováno do koše diferenciálu (viz. obrázek 55). Pryžové pouzdro je vyztuženo plechovým prstencem pro snadnější manipulaci při nalisování a zlepšení mechanických vlastností, neboť zabraňuje kontaktu mezi pryží a rotujícím unašečem poloosy. Měli jsme možnost podrobit prototyp této varianty experimentům a porovnat s námi navrhovaným řešením.



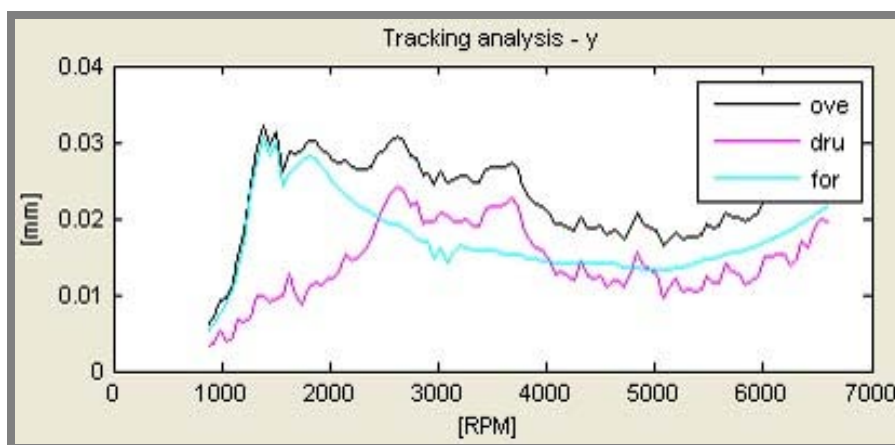
Obr. 55 Pryžové pouzdro

Nejdříve byla změřena radiální tuhost uložení, která dosáhla hodnoty 193N/mm a je tedy mírně nižší v porovnání s řešením VUT. Nicméně změřená tuhost vyhovuje intervalu tuhostí odhadnutých pomocí simulace. Průběh tuhosti je zobrazen v následujícím grafu (Obr. 56). Pro srovnání jsou v grafu zobrazeny také křivky pro unašeč aretovaný pružnou vazbou (O kroužky - OKR, antiwummern - STD) a unašeč nearetovaný (BAW).



Obr. 56 Srovnání tuhostí referenčních konstrukčních variant (BAW, STD), varianty s O kroužky (OKR) a pryžovým pouzdrem (Skoda Rubena)

Z průběhu radiální tuhosti lze očekávat obdobné chování uložení jaké vykazuje varianta s O kroužky. Trackingová analýza (Obr. 57) pak očekávání potvrzuje. Dosažené parametry pro jevy drumming a forced jsou dokonce nižší než u varianty s O kroužky (viz. tab. 6). Je patrné že je potlačen především vliv buzení hluku, neboť u parametru forced je snížení velmi markantní.



Obr. 57 Průběhy křivek souběhové filtrace pro uložení s pryžovým pouzdrem

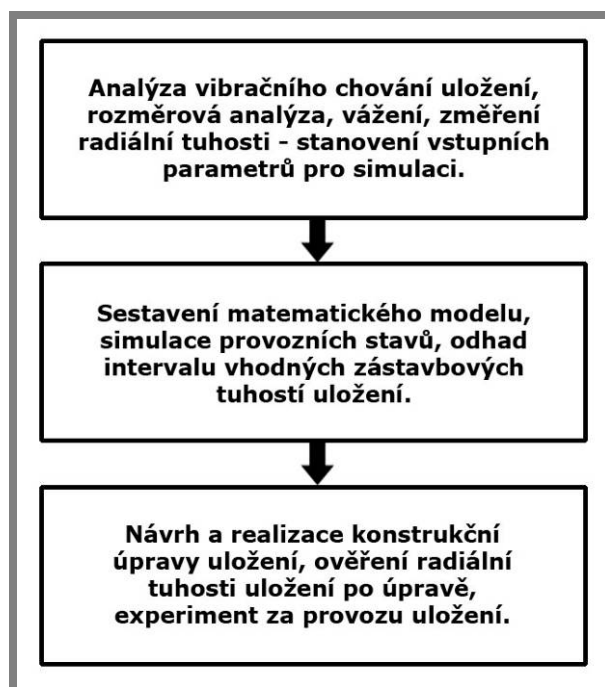
Tab. 6 Srovnání parametrů drumming a forced pro upravené prototypy

	drumming [mm]	forced [mm]
SkodaRubena	0,14	0,15
S O kroužky	0,17	0,32

Z experimentů se zdá že se jedná o velmi dobré řešení problému. Pro správnou funkci pryžového pouzdra je však třeba zvětšit díru v koši diferenciálu, do které je standardně vložen unašeč. Důsledkem je větší naklopitelnost unašeče, kterou ale nejsou schopny kompenzovat těsnící prvky diferenciálu, jak bylo zjištěno při jízdách testech prováděných automobilkou. Podle dostupných informací se prozatím problém s únikem maziva při použití této konstrukce nepodařilo uspokojivě vyřešit.

11 METODIKA PRO NAVRHOVÁNÍ KLIZNÝCH ULOŽENÍ S MECHANICKOU UVOLNĚNOSTÍ

Z našich zkušeností vyplývá, že mnoho firem se snaží obdobné problémy s mechanickou uvolněností v uložení řešit metodou pokus – omyl, která však zpravidla není příliš efektivní. Na základě experimentů a úspěšného návrhu konstrukční úpravy byla proto zformulována obecná metodika pro eliminaci mechanické uvolněnosti pomocí pružné vazby. Metodika se skládá z několika částí. Na počátku je třeba provést analýzu vibračního chování uložení a na jejím základě sestavit matematický model popisující uložení. Dalším krokem je provedení experimentální rozměrové, hmotnostní a tuhostní analýzy uložení a stanovení vstupních parametrů pro modelování. Následuje virtuální stanovení rozsahu vhodných zástavbových tuhostí pomocí simulací v matematickém modelu. Na základě simulací je navrženo nové konstrukční řešení uzlu. Po realizaci úpravy je třeba experimentálně ověřit novou skutečnou zástavbovou tuhost upraveného uložení, případně provést subjektivní ověření za provozu. Postup při návrhu uložení je naznačen na obrázku 58. Metodika je zaměřena na aplikaci v průmyslu, kdy často není vyžadováno optimální řešení, jehož nalezení může trvat velmi dlouho, ale spíše je snaha problém v co nejkratším čase přijatelně vyřešit.



Obr. 58 Zjednodušené blokové schéma metodiky

11.1 Matematický simulační model

V první fázi je třeba provést analýzu vibračního chování uložení a navrhnout vhodný matematický model popisující uložení. Při analýze vibračního chování uzlu je třeba rozhodnout zda problémy uložení spadají do oblasti mechanické uvolněnosti či rezonance, jinak bude použití metodiky neefektivní. Pro návrh matematického aparátu se v našem případě nejvíce osvědčil nelineární model s jedním stupněm volnosti, který je kinematicky buzen a lze jej použít jako výchozí variantu pro simulace i u jiných obdobných typů uložení. Není však vyloučeno, že takto výrazné zjednodušení může být nevhodné a bude třeba provést úpravu modelu.

11.2 Stanovení vstupních parametrů pro modelování

11.2

Po sestavení matematického modelu následuje sběr vstupních parametrů pro simulace. Nejdůležitějšími parametry jsou radiální tuhost uložení a modální hmotnost. Metodika předpokládá, že existuje prototyp uložení a je tedy možno vstupní tuhost získat experimentálně. Provedení experimentů pro určení radiální tuhosti uložení a rozměrové a hmotnostní analýzy lze zpravidla snadno realizovat na testovaném stroji a není tedy nutné navrhovat pro tyto účely samostatnou zkušební stanici. Modální hmotnost pro matematický model je pak určena výpočtově v závislosti na konstrukci prototypu uložení.

Pokud jsou k dispozici záznamy o vibračním chování uložení lze provést funkční upřesnění matematického modelu porovnáním modelované odezvy s odezvou reálného stroje.

11.3 Stanovení rozsahu vhodných zástavbových tuhostí

11.3

Po odladění modelu se provede simulace provozních stavů při změně radiální tuhosti a vůle v uložení. To umožní najít rozsah vhodných radiálních tuhostí v kombinaci s vhodnou vůlí v uložení.

11.4 Návrh konstrukční úpravy uložení

11.4

Je třeba navrhnout konstrukční úpravu uložení tak, aby bylo dosaženo radiální tuhosti z odhadovaného intervalu. Lze také doporučit použití polygonálních ložisek firmy INA, která jsou určena pro řešení problémů uložení s mechanickou uvolněností (dodatek VIII). Radiální tuhost těchto ložisek je přímo závislá na stanovení vhodných montážních přesahů dle křivek závislosti deformace vnějšího kroužku polygonálního ložiska na radiálním zatížení uvedených v materiálech firmy INA [1]. Pokud nejsou použita polygonální ložiska spočívá konstrukční úprava zpravidla ve změně materiálu pružné vazby, změně konstrukce pružné vazby či ve změně vůle v uložení, případně jejich kombinaci.

11.5 Experimentální ověření dosažené zástavbové tuhosti

11.5

Po realizaci prototypu konstrukční úpravy následuje experimentální ověření skutečných dosažených parametrů uložení. Je třeba především ověřit skutečnou radiální tuhost uložení. Pokud je potvrzeno, že reálná tuhost spadá do intervalu tuhostí vybraných při simulaci, lze konstrukční úpravu považovat za úspěšnou.

Je také vhodné provést zkoušku za provozu stroje, která může vést k odhalení konstrukčních nedostatků z hlediska provozu strojního celku. V případě, že zástavbová tuhost uložení po úpravě leží na hranici intervalu tuhostí odhadnutých při simulaci může subjektivní hodnocení hlukové emise uložení za provozu odhalit také nedostatečné odstranění problematického hluku, způsobené nepřesností simulace v důsledku zjednodušení matematického aparátu.

12 ZÁVĚR

V rámci řešení práce bylo dosaženo následujících výsledků:

- Potvrzení lokalizace zdroje nežádoucího hluku v automobilovém diferenciálu a ověření že příčinou hluku je mechanická uvolněnost v kluzném uložení unašeče poloosy do koše diferenciálu.
- Realizace zjednodušeného matematického modelu uložení, který byl použit k odhadu vhodné zástavbové tuhosti uložení.
- Návrh a konstrukce experimentálního zařízení pro dynamickou simulaci provozních podmínek diferenciálu a vývoj analytického programu pro zpracování změřených dat.
- Návrh, konstrukce a experimentální ověření konstrukční úpravy uložení unašeče v diferenciálu Škoda Fabia.
- Analýza chování kluzného uložení a popis vlivu různých provozních faktorů na případnou hlučnost.
- Analýza uložení diferenciálu s polygonálním ložiskem a formulace doporučení pro návrh uložení pro aplikaci polygonálních ložisek.
- Formulace obecné metodiky pro řešení problematiky návrhu kluzných uložení s mechanickou uvolněností.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

b	[N.(m.s ⁻¹) ⁻¹]	Tlumení soustavy v matematickém modelu
e	[mm]	Excentricita disku rotoru
f	[Hz]	Frekvence
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
$h(t)$	[-]	Harmonická budicí funkce
k	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pružné vazby
k_I	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pružné vazby před vymezením vůle
k_{II}	[N.mm ⁻¹]	Tuhost uložení po vymezení vůle
m	[kg]	Hmota disku rotoru; hmotnost uzlu v modelu
r	[mm]	Poloměr kruživé kmitání
r_u	[mm]	Poloměr kružnice opsané těžištěm rotoru okolo středu uložení
z	[mm]	Výchylka; posun modální hmoty v ose z
E_d	[j]	Disipativní energie
E_k	[j]	Kinetická energie
E_p	[j]	Potenciální energie
$F_k(z)$	[N]	Radiální tuhost v referenční rovině modelu
I	[kg.mm ²]	Moment setrvačnosti
M	[-]	Matice hmotností obecného modelu
B	[-]	Matice útlumů obecného modelu
K	[-]	Matice tuhostí obecného modelu
γ	[N.(m.s ⁻¹) ⁻¹]	Útlum v sestavení rotoru
φ	[rad]	Úhel natočení
ω	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost
ω_n	[Hz]	Vlastní frekvence netlumeného systému
ω_{kr}	[Hz]	Kritická rychlost otáčení hřídele rotoru
Ω	[Hz]	Rychlost rotace hřídele rotoru
Ω^*	[Hz]	Poměr rychlosti otáčení rotoru ku kritické rychlosti (Ω/ω_{kr})

Indexy:

0	Označení počátečního stavu
$1, \dots, 5$	Označení hmotových vazeb matematického modelu
j	Celé číslo

OBRÁZKY SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Příklad spektra při FFT analýze mechanické uvolněnosti.....	11
Obr. 2 Možné zdroje nepříjemného hluku v automobilu [1]	12
Obr. 3 Rozdělení hluků v automobilu [1]	13
Obr. 4 Lokalizace zdrojů hluku pomocí intenzitní sondy a analyzátoru Pulse.....	13
Obr. 5 Rozložení intenzity hluku vyzařovaného brzdovým kotoučem.....	14
Obr. 6 Rozložení intenzity hluku vyzařovaného převodovkou	14
Obr. 7 Schematický řez kluzným uložením v diferenciálu.....	15
Obr. 8 Uložení převodovky s připojenými komponenty pohonu v automobilu Škoda Fabia.....	15
Obr. 9 Problematický uzel s připojenými komponenty demontovaný z automobilu	16
Obr. 10 Schéma přenosové cesty [7]	16
Obr. 11 Znázornění pohybu těžiště hřídele [1]	17
Obr. 12 Aplikace polygonálního ložiska [1].....	17
Obr. 13 Grafické znázornění modelu Jeffcottova rotoru [15].....	18
Obr. 14 Křivky průběhů amplitudy kmitání při různých hodnotách útlumu [15]	19
Obr. 15 Schéma soustavy diferenciál-poloosa-kolo	22
Obr. 16 Lineární mechanický model s pěti stupni volnosti	22
Obr. 17 Nelineární mechanický model s jedním stupněm volnosti	24
Obr. 18 Vybrané komponenty uložení.....	24
Obr. 19 Unášec s náhradní hmotou	25
Obr. 20 Schéma redukce pro výpočet modální hmotnosti.....	26
Obr. 21 Uživatelské rozhraní matematického modelu.....	26
Obr. 22 Stanice pro měření radiální tuhosti uložení	27
Obr. 23 Měřicí Stanice	28
Obr. 24 Pohon stanice – elektromotor s frekvenčním měničem	29
Obr. 25 Detail umístění řemenice na koši diferenciálu.....	29
Obr. 26 Princip bezkontaktního snímače na bázi vířivých proudů.....	30
Obr. 27 Detail stanice s umístěním použitých snímačů	30
Obr. 28 Experimentální zařízení s měřícím počítačem a schéma experimentálního uložení.....	31
Obr. 29 Měřicí řetězec	31
Obr. 30 Grafické rozhraní programu Orbit	32
Obr. 31 Možnosti utlumení nekontrolovaného naklápění unášece.....	35
Obr. 32 Sériový unášec s antiwummern – přítlačná pružina, třecí kroužek	36
Obr. 33 Orbita unášece s antiwummern v různých otáčkových hladinách (na reálném vozidle)	37
Obr. 34 Sériový unášec bez pružné vazby (antiwummern)	37
Obr. 35 Orbita unášece bez antiwummern v různých otáčkových hladinách (na reálném vozidle)	37
Obr. 36 Průměrová hysterezní smyčka změřené radiální tuhosti jedné polohy unášece.....	39
Obr. 37 Střední hodnota výše uvedené křivky centrovaná na symetrický rozkmit ..	39
Obr. 38 Křivka radiální tuhosti po korekci síly	39
Obr. 39 Zprůměrovaná tuhostní křivka z měření ve stanovených polohách	40
Obr. 40 Aproximace nelineární tuhosti lomenou křivkou	40
Obr. 41 Křivky tuhostí vybraných variant uložení	41

Obr. 42	Detail tuhostních křivek různých konstrukčních návrhů uložení.....	42
Obr. 43	Lomená křivka tuhosti pro variantu s antiwummern a) a bez antiwummern b).....	43
Obr. 44	Virtuální odezva varianty s pružnou vazbou	44
Obr. 45	Virtuální odezva varianty bez pružné vazby	44
Obr. 46	Virtuální odezva varianty „na pevno“	45
Obr. 47	Virtuální odezva varianty s vhodnou radiální tuhostí.....	45
Obr. 48	Model konstrukční úpravy v programu Inventor a) a realizace připravená k testům b)	46
Obr. 49	Srovnání průběhů radiální tuhosti referenčních variant s navrhovanou úpravou uložení	47
Obr. 50	Křivky souběžových filtrací pro uložení bez antiwummern	48
Obr. 51	Křivky souběžových filtrací pro uložení s antiwummern	49
Obr. 52	Křivky souběžových filtrací pro uložení s O kroužky	49
Obr. 53	Průběh radiální výchylky ve směru budících vibrací	50
Obr. 54	Pryžové pouzdro navržené automobilkou a upravený unašeč diferenciálu..	51
Obr. 55	Pryžové pouzdro.....	51
Obr. 56	Srovnání tuhostí referenčních konstrukčních variant (BAW, STD), varianty s O kroužky (OKR) a pryžovým pouzdrem (Skoda Rubena).....	52
Obr. 57	Průběhy křivek souběžové filtrace pro uložení s pryžovým pouzdrem	52
Obr. 58	Zjednodušené blokové schéma metodiky.....	54

TABULKY **SEZNAM TABULEK**

Tab. 1 Vybrané parametry komponent uložení.....	25
Tab. 2 Hodnoty radiálních výkyvných tuhostí vybraných variant uložení.....	41
Tab. 3 Přehled lineárních radiálních tuhostí K_I – prototypy Škoda Auto.....	42
Tab. 4 Charakteristické parametry hluku uložení.....	49
Tab. 5 Hodnocení vlivu testovaných faktorů na chod uložení.....	51
Tab. 6 Srovnání parametrů drumming a forced pro upravené prototypy.....	53

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] TAKEWAKI, I. *An Approach to Stiffness-damping Simultaneous Optimization*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2000. vol. 189, Issue 2. p. 641-650.
- [9] CIMELLARO, G. P. *Simultaneous Stiffness –damping Optimization of Structures with respect to acceleration, displacement and base shear*. Engineering Structures. 2007. Vol. 29. Issue 11. p. 2853-2870.
- [10] 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
- [11] 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. p. 157-189. ISSN 0924-090X
- [12] GIRDHAR, P. – SCHEFFER, C. *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*. 1. edition. Oxford: Newnes, 2004. 272 s. ISBN 0750662751
- [13] ADAMS jr., M. L. *Rotating Machinery Vibration – From Analysis to Troubleshooting*. 1. edition. New York: Marcel Dekker, 2000. 354 s. ISBN 0824702581
- [14] MOBLEY, R. K. *An Introduction to Predictive Maintenance*. Second edition. Woburn: Butterworth-Heinemann, 2002. 437 s. ISBN 0750675314

- [15] 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
- [16] HARSHA, S. P. *Nonlinear Dynamic Response of a Balanced Rotor Supported by Rolling Element Bearings Due to Radial Internal Clearance Effect*. Mechanism and Machine Theory. Elsevier Science Ltd. June 2006. vol. 41. Issue 6. p. 688–706
- [17] 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
- [18] CHEN, CH-L. – YAU, H-T. *Chaos in the Imbalance Response of a Flexible Rotor Supported by Oil Film Bearings with Non-Linear Suspension*. Nonlinear Dynamics. Springer Netherlands. May 1998. vol. 16. nr. 1. p. 71–90
- [19] 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
- [20] DIANGUI, H. *Experiment on the Characteristics of Torsional Vibration of Rotor-tostator Rub in Turbomachinery*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. February 2000. vol. 33. Issue 2. p. 75–79
- [21] 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
- [22] 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
- [23] RHO, B-H. – KIM, D-G. – KIM, K-W. *Effects of Design Parameters on the Nnoise of Rotor-bearing Systems*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. August 2004. vol. 37. Issue 8. p. 599-605.
- [24] 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.
- [25] 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.
- [26] 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
- [27] 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

[28] 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

[29] TANAKA, M. *Journal Bearing Performance Under Starved Lubrication*. Tribology International. Elsevier Science Ltd. April 2000. vol. 33. Issue 3-4. p. 259-264.

[30] 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

[31] 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

KLAPKA, M. – MAZŮREK, I. Analytical Software for Evaluation of Noise Emission Quality of the Sleeve Journal Bearing. In *31. mezinárodní konference TD 2008 - DIAGON 2008 - Sborník přednášek*. Academia Centrum UTB, Zlín, 2008. p. 60 - 64. ISBN 978-80-7318-707-1.

KLAPKA, M. – ROUPEC, J. – MAZŮREK, I. Evaluation Method of Sleeve Bearing Noise from Vibrations Data. In *International Conference on Fascinating Advancements in Mechanical Engineering Proceedings*. Mepco Schlenck Engineering College Sivakasi. 2008. p. 483 - 488. ISBN 978-81-907108-0-0.

MAZŮREK, I. – KLAPKA, M. Noise emission of the mechatronic system. In *Simulation Modelling of Mechatronic Systems III*. 2007. Brno, Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology. 2007. p. 155 - 165. ISBN 978-80-214-3559-9.

MAZŮREK, I.; PRAŽÁK, F.; KLAPKA, M. Over-crossing test to evaluation of shock absorber. In *Recent Advances in Mechatronics*. 2007. Heidelberg, Springer Verlag. 2007. p. 425 - 432. ISBN 978-3-540-73955-5.

KLAPKA, M. – MAZŮREK, I. The Behavior Of the Sleeve Journal Bearing Under External Vibrations. In *Sborník příspěvků 48. mezinárodní konference částí strojů a mechanismů*. 2007. Bratislava, Slovenská technická univerzita. 2007. p. 425 - 432. ISBN 978-80-227-2708-2.

KLAPKA, M. – MAZŮREK, I. Vibration behavior of the sleeve journal bearing. In *Sborník přednášek 30. mezinárodní konference TD 2007 – DIAGON 2007*. Zlín, Academia centrum UTB ve Zlíně. 2007. p. 130 - 135. ISBN 978-80-7318-570-1.

KLAPKA, M. Studium vibrací kluzného uložení. In *sborník prací 47. konference KCMS*. Praha, Česká zemědělská univerzita v Praze. 2006. p. 154 - 157. ISBN 80-213-1523-7.

Funkční vzorky

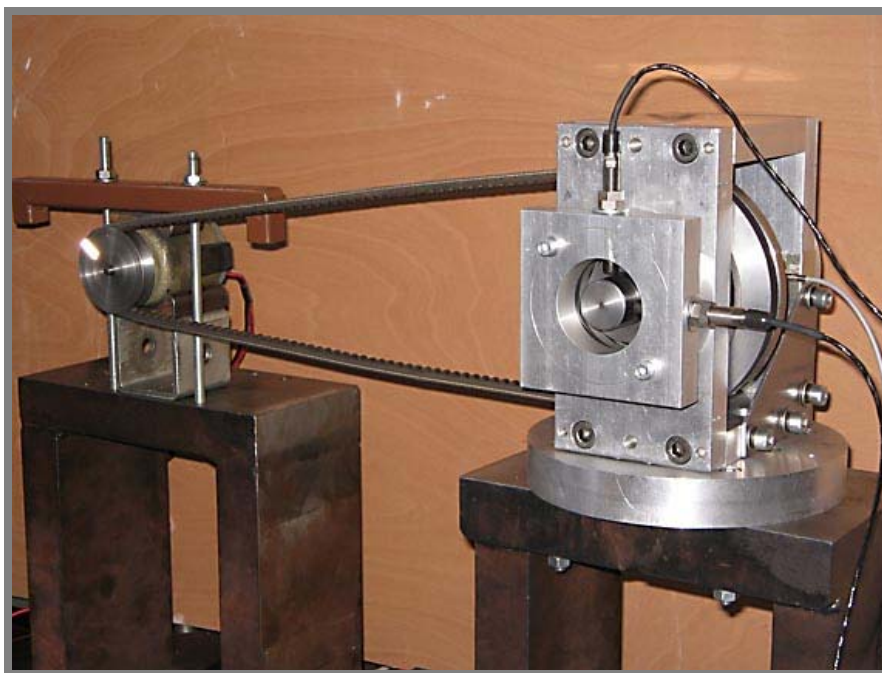
MAZŮREK, I. – KLAPKA, M. *Stanice pro měření radiální tuhosti kluzného uložení*. 2008. Funkční vzorek

MAZŮREK, I. – KLAPKA, M. *Univerzální fyzikální model přední nápravy*. 2008. Funkční vzorek

MAZŮREK, I. – PRAŽÁK, F. – KLAPKA, M. *Zkušební převodovka Dibox*. 2007. Funkční vzorek

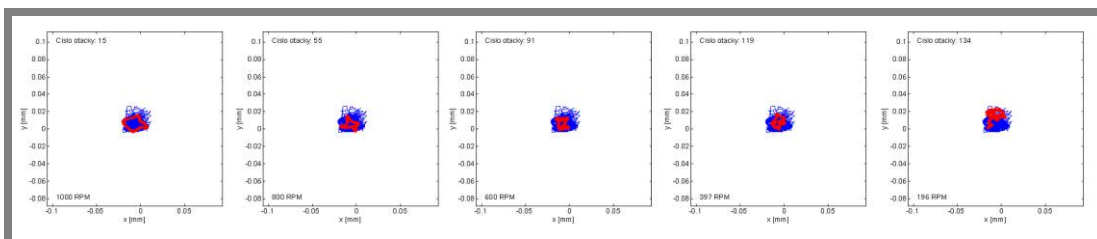
I Experimenty s průběžnými hřídelemi

Část provedených experimentů byla zaměřena především na ověření správné funkce zkušebního uložení diferenciálu. Při zkoušce nebyly zavedeny externí vibrace a unašec automobilu byl nahrazen průběžnou hřídelí. Experimentální průběžné hřídele byly vyrobeny v několika provedeních, což umožňovalo kombinovat různé radiální vůle v uložení. Současně byl ověřen také vliv přítomnosti maziva na chování uložení. Typický průběh předběžných experimentů byl následný. Diferenciál byl pomocí drátu navinutého v řemenici ručně roztočen minimálně na 1000 RPM. Po odvinutí celé délky drátu došlo k jeho odpojení a diferenciál zpomaloval do zastavení.

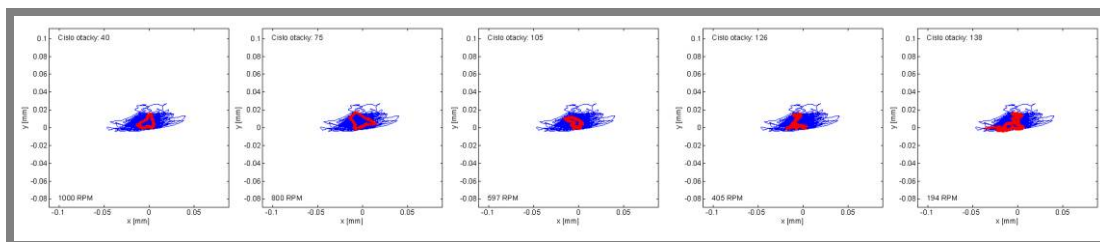


Obr. Ia Stanice pro měření s průběžnými hřídeli bez externích vibrací

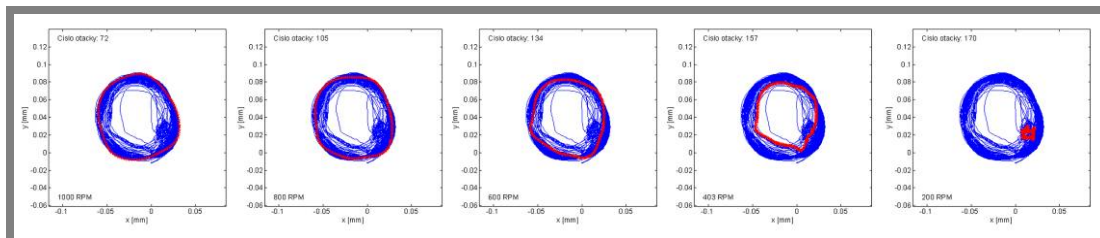
U prvních prototypů průběžných hřídelí nebyl přikládán větší význam způsobu výroby, což se vedlo k velkému házení a nedostatečné kvalitě měřeného povrchu. Vzhledem k vysoké citlivosti použitých snímačů docházelo k “rušení” signálu, které by bylo velmi obtížné odfiltrovat a získat tak informaci o samotném chování hřídele. Byly proto vyrobeny nové hřídele, při jejichž výrobě byly popsány „konstrukční vady“ odstraněny zvýšením přesnosti výroby. Následující grafy představují pohyb osy výstupní hřídele při předběžných testech bez použití externích vibrací. K vyhodnocení výsledků bylo použito pouze vizuální posouzení průběhu orbit testovaných variant průběžných hřídelů a provozních podmínek.



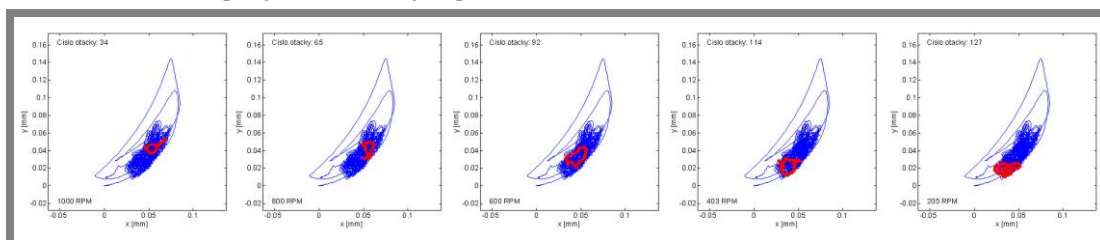
Obr. Ib Záznam pohybu výstupní hřídele bez mazání a bez externích vibrací (vůle v uložení 0.1 mm)



Obr. 1c Záznam pohybu výstupní hřídele bez mazání a externích vibrací (vůle v uložení 0.3 mm)



Obr. 1d Záznam pohybu mazané výstupní hřídele bez externích vibrací (vůle v uložení 0.1 mm)



Obr. 1e Záznam pohybu mazané výstupní hřídele bez externích vibrací (vůle v uložení 0.3 mm)

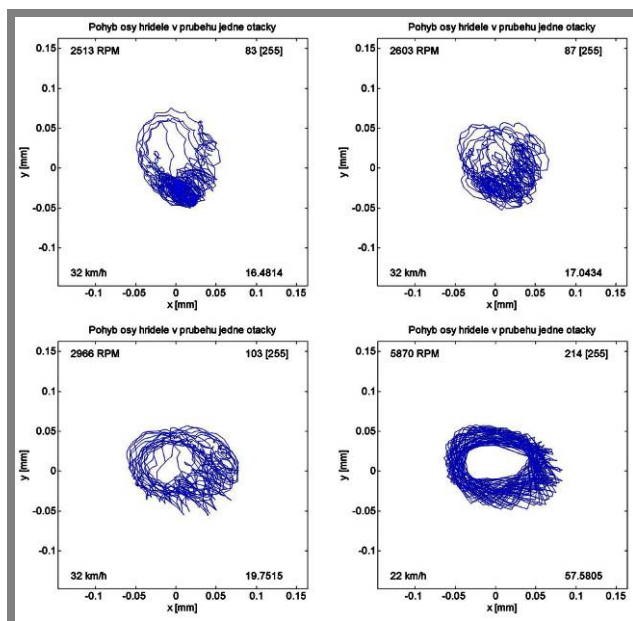
Z uvedených grafů (Obr. 1b – 1e) lze konstatovat, že pokud není v uložení přítomno mazivo, je unášivá síla mezi hřídeli velmi malá. Jelikož se sledovaná hřídel po celou dobu testu s malou výchylkou kýve kolem své rovnovážné polohy je zřejmé, že kombinace třecího odporu s dostředivou silou je menší než tíhová síla od průběžné hřídele. Lze si také povšimnout že v případě nemazaného uložení nemá velikost vůle mezi hřídelí a nábojem významný vliv na chování unášené hřídele. Jiná situace nastává pokud před sestavením hřídel i náboj potřeme běžným typem převodového oleje (PP80), což zhruba odpovídá podmínkám mazání diferenciálu rozstříkem maziva od převodovky. V této situaci je zřejmé, že se vůle v uložení stává významným činitelem. Jak je vidět na obrázku 1d při použití hřídele s vůlí 0.1 mm dojde k dostatečnému nárůstu třecího odporu a dostředivé síly a hřídel pak vykonává synchronní precesní pohyb s pravidelnou orbitou. Při zvětšení hodnoty vůle v uložení však tento jev zaniká a chování hřídele se blíží stavu nemazanému. Dále lze také konstatovat že při prováděných testech nebyly pozorovány žádné nežádoucí hlukové projevy což odpovídá očekávání, neboť je patrné že chování hřídele v uložení neodpovídá chaotickým stavům popisovaných firmou INA či měřením z výzkumného oddělení Škoda a. s. (viz. kap. 2.5 a kap.6) Je tedy zjevné, že pro další experimenty bylo nutné zavést buzení uložení pomocí externích vibrací.

I.A

I.A Měření s průběžnými hřídeli při použití externích vibrací

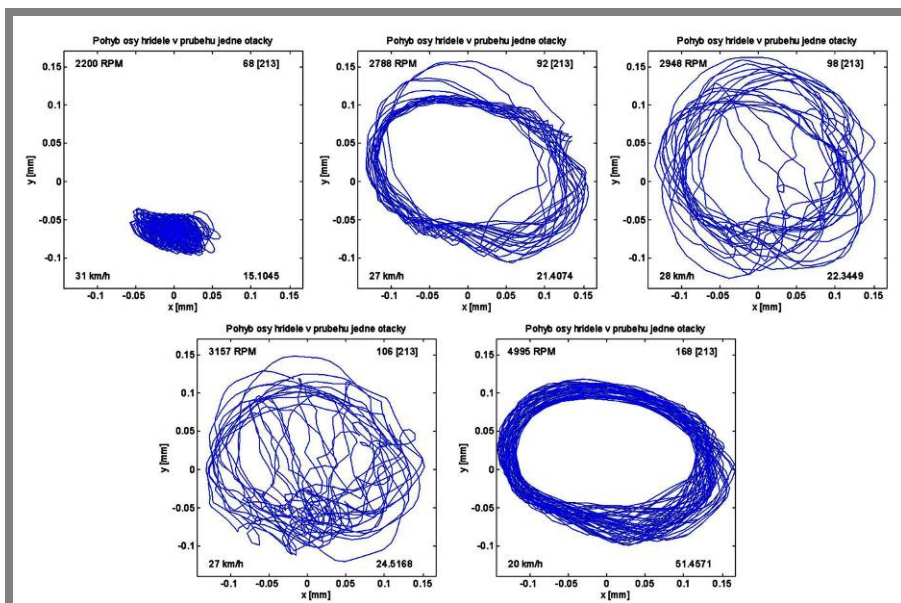
V následujícím kroku bylo realizováno měření na elektrodynamickém jednoosém budiči. Jako etalon pro nastavení provozních podmínek experimentu posloužily parametry vozu Škoda Fabia. Zkoumané otáčkové hladiny uzlu byly zvoleny v rozsahu odpovídajícím provozním rychlostem od 30 km/h do 170 km/h reálného 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 věnovaných vibracím pohonu reálného automobilu provedených výzkumným oddělením firmy Škoda.



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

Na obrázku If jsou zachyceny průběhy orbit pro variantu uložení s radiální vůlí 0.1 mm v otáčkách odpovídajících rychlosti 30 km/h. Uložení je namazané. V průběhu zkoušky uložení projde „chaotickým“ stavem způsobeným externími vibracemi po překročení 2600RPM . Dochází k porušení precesního pohybu a hřídel chaoticky naráží do stěn uložení. Po nárůstu otáček na 3000 RPM se jev vytrácí a hřídel vykonává synchronní rotační pohyb vymezený radiální vůlí.



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

Obrázek Ig 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 k posunu otáček ve kterých je pohyb hřídele chaotický. 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.

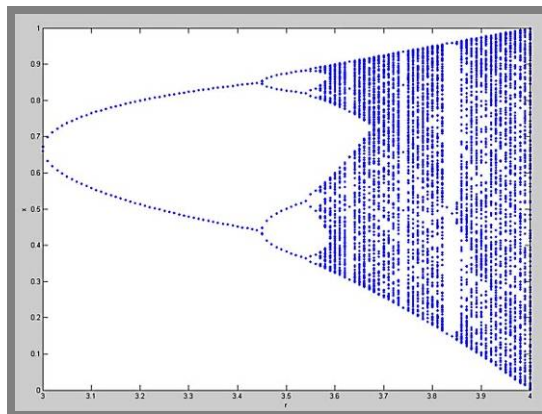
Výsledky měření potvrzují chaotické chování unášeného hřídele v uložení při ovlivnění uložení externími vibracemi. Je však zřejmé, že model uložení s průběžnou hřídelí má odlišný charakter chování hřídele v porovnání s měřením reálného unášeče automobilu (viz. Obr. 35 kap. 6). Jedním z hlavních důvodů rozdílného chování je zcela rozdílný charakter uložení, kdy reálný unášeč vstupuje do koše diferenciálu prostřednictvím pouze jednoho ložiska, zatímco experimentální hřídel je poměrně stabilně uložena ve dvou ložiscích. Pro „ostré“ experimenty bylo nezbytné nahradit experimentální hřídele reálnými součástkami automobilového diferenciálu. Z měření dále vyplývá úprava měřicí stanice pro synchronizaci externího buzení a otáček klece diferenciálu. Tato úprava vede k přesnější simulaci reálného provozu a také významně zjednodušuje vyhodnocovací algoritmus. Jako problematické se jeví také vizuální hodnocení chování uzlu pomocí orbit a pro měření s diferenciálem jsou proto aplikovány algoritmy zahrnující bifurkační analýzu a analýzu pomocí výkonových sumací vibračních dat.

II Analýza experimentů s využitím bifurkačních diagramů

II.A Základní pojmy z teorie deterministického chaosu

Chování unašeče v uložení má při zvýšeném hluku chaotický charakter, způsobený mechanickou uvolněností v uložení. Problematikou popisu chování dynamických soustav se zabývá rozsáhlá teorie věnovaná chaosu. Bylo by zřejmě chybou tuto oblast v rámci analýzy chování uzlu zcela opomenout.

Obecně lze jako chaos označit vše co postrádá řád. V moderní literatuře [1] se konstatuje, že neexistuje ani absolutní řád ani absolutní chaos ale tyto dva stavy se vzájemně prolínají. Vztahy mezi předurčeností a nepředvídatelností studuje vědecká disciplína zabývající se tzv. deterministickým chaosem. Za deterministický chaos u určité soustavy lze tedy označit jev, u kterého je možné nalézt přímý vztah mezi příčinami a následky. Chování takové soustavy je však nepředvídatelného chaotického charakteru, neboť nelze na základě příčin předvídat důsledky. Deterministický chaos vzniká u všech soustav, které mají chování časově závislé, tedy dynamické a vztahy mezi příčinami a následky nejsou lineární. Je však možno vždy nalézt příčiny, které k daným následkům vedly. Hodnoty veličin popisujících chování dynamických soustav jsou rovněž extrémně citlivé na počáteční podmínky.



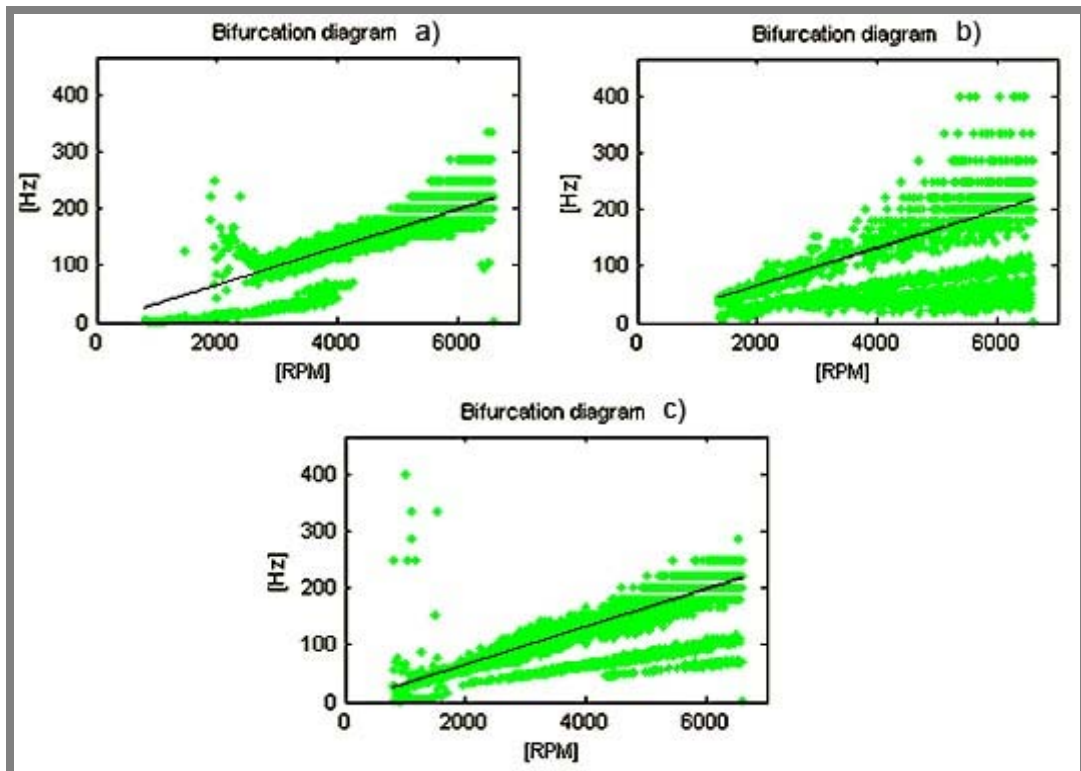
Obr. IIa Příklad bifurkačního diagramu logistické funkce

Zaměříme-li se na problematiku stability dynamických systémů podléhajících deterministickému chaosu je bifurkační analýza jednou z nejzákladnějších cest jak popsat chování sledovaného systému (Obr. IIa). Pod pojmem bifurkace se rozumí jev, kdy dochází ke rozdílům v chování soustavy při nepatrné změně počátečních podmínek. Lze říci že dochází ke změně tzv. fázového portréту systému. Pod pojmem fázový portrét dynamického systému si pak lze představit grafické vyjádření řešení příslušného dynamického systému ve fázovém prostoru. Podrobnější rozbor teorie bifurkací a deterministického chaosu je možno nalézt v již zmíněné literatuře [1] a v dalších monografiích jako například [2, 3, 4]. V rámci práce byla aplikována pouze analýza pomocí bifurkačních diagramů popsaná Mevaldem a Skarolkem [5].

II.B Analýza pomocí bifurkačních diagramů

Analýza chování vloženého hřídele pomocí hodnocení průběhu orbit se ukázala jako nepřiliš efektivní. Bylo proto třeba hledat jinou vhodnou metodu analýzy. Při předpokladu chaotického chování unašeče v ložisku se nabízí použití analýzy bifurkačních diagramů, která dává rychlý kvantitativní přehled o stavech sledovaného dílu. Pokud by hřídel vykonávala pouze pohyb vynucený buzením byl by kmitočet protínání její osy s klidovou polohou vždy roven budícímu kmitočtu (černá přímka v grafu na obrázku IIb). Při sledování reálného pohybu hřídele však nacházíme

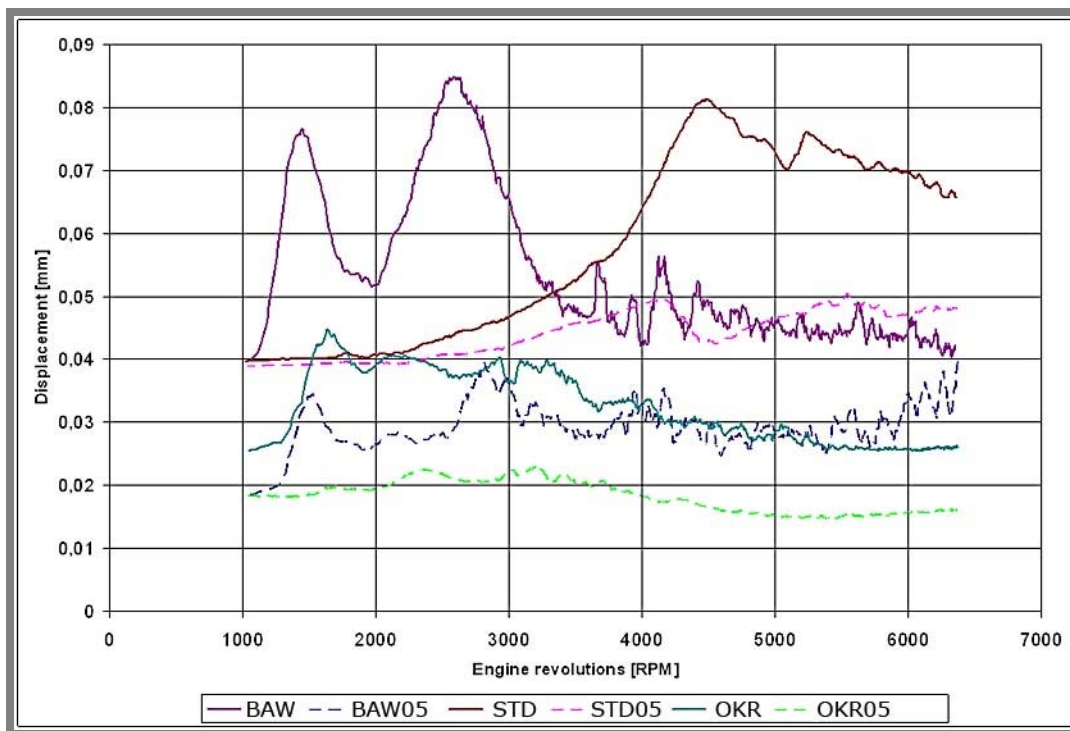
i další nepředvídané průsečíky. Z period mezi následujícími průsečíky na časové ose lze konstruovat průběhy sledovaných kmitočtů.



Obr. IIb Bifurkační diagramy pro uložení s antiwummern a) bez antiwummern b) a s O kroužky c) Z diagramů je patrné, že míra nahodilého chování unášče se při použití aretace pružnou vazbou výrazně snižuje. Je tak potvrzeno, že původcem dunivých hluků typu wummern; drumming je chaotický pohyb unášče v ložisku. Nevýhodou tohoto typu analýzy je nemožnost zhodnocení míry hlukové emise, a také že nejsou jednoznačně zachyceny rezonanční problémy uzlu. Na základě diagramů však lze říci, že pokud je rozložení průsečíků velmi odkloněné od nahodilého průběhu dochází k chaotickému kmitání unášče v ložisku. V případě, že se průsečíky shlukují kolem průběhu ideální křivky je chaotické kmitání potlačeno, může však nastat problém s rezonancí uzlu. Pro kvalitativní ohodnocení hlukové emise testované varianty uložení je však třeba zvolit odlišný způsob analýzy. Jako nejvhodnější se v průběhu řešení práce osvědčila kombinace souběhové filtrace s výkonovou sumací příslušných křivek pro numerické vyjádření sledovaných jevů.

III Ověření vlivu amplitudy buzení na uložení

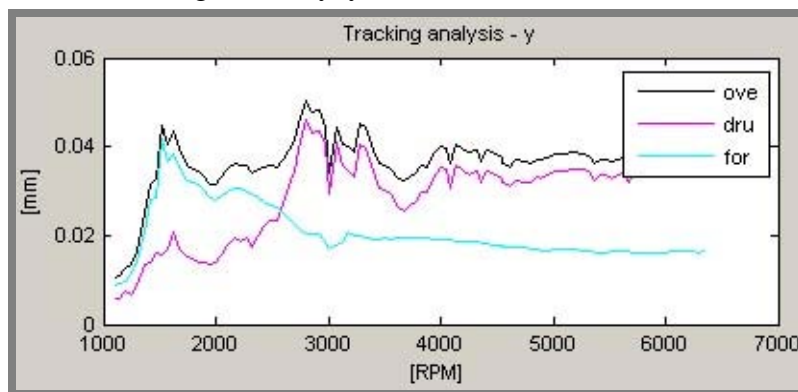
U jevů spojených se zvýšenou hlučností diferenciálu je předpokládáno, že primární příčinou vzniku hluku je kmitání součástí pohonného agregátu, které se přenáší také na diferenciál. Byla proto provedena analýza chování standardní varianty uložení a uložení bez antiwummern se sníženou hodnotou amplitudy buzení na 0,5 mm.



Obr. IIIa Průběh radiální výchylky pro referenční uložení a uložení s O kroužky při amplitudě buzení 0,1mm a 0,05mm

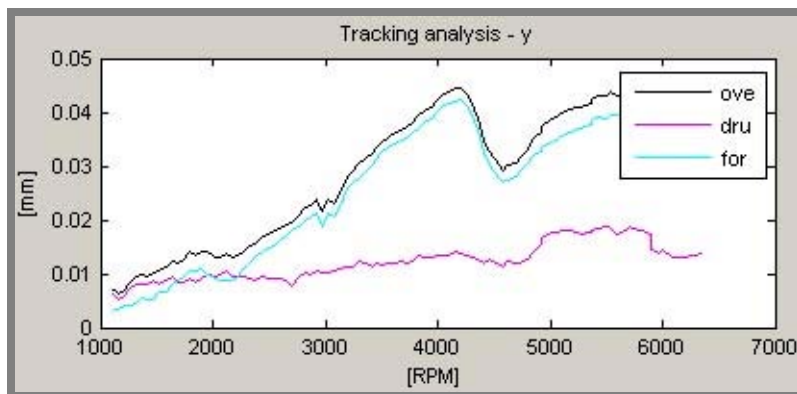
(BAW – bez antiwummern, amplituda 0,1mm; BAW05 – bez antiwummern, amplituda 0,05mm; STD – s antiwummern; amplituda 0,1mm; STD05 – s antiwummern, amplituda 0,05mm; OKR – s O kroužky, amplituda 0,1mm; OKR05 – s O kroužky, amplituda 0,05mm)

Obrázek IIIa zobrazuje průběh radiální výchylky u testovaných uložení. Ze záznamu výchylek uložení v ose y je zřejmé, že při použití poloviční amplitudy buzení dojde k snížení maximální amplitudy kmitání našeče přibližně na 50% původní hodnoty. Při dalším snížení amplitudy již tento efekt není tak výrazný. Lze vycházet z předpokladu, že pokud maximální dosažené amplitudy kmitání nepřekračují hodnotu 0,05 mm, zřejmě nedojde k problémům se zvýšenou hlučností za provozu. To potvrzují následné trackingové analýzy.



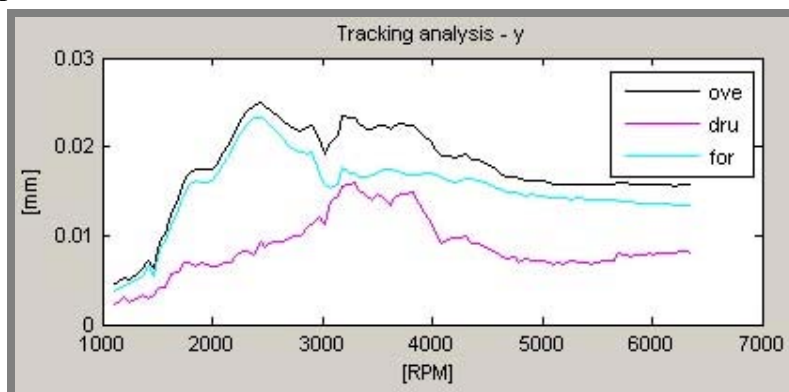
Obr. IIIb Souběhová filtrace pro uložení bez antiwummern

Jak si lze povšimnout průběh charakteristických křivek pro unašeč bez antiwummern (Obr. IIIb) je obdobný jako při měření s amplitudou buzení 0,1 mm (Obr. 41). Dochází pouze k malému posunutí rezonančních špiček v signálu. Charakter hlukové emise však zůstává zachován. Opět převažuje hluk způsobený chaotickým kmitáním unašeče, ovšem intenzita kmitání je výrazně snížena a proto i parametr drumming dosahuje pouze hodnoty 0,3 mm. Při takto nízké hodnotě výkonové sumace hluk uložení zaniká v hluku pozadí a lze jej považovat za nepodstatný.



Obr. IIIc Souběhová filtrace pro uložení s antiwummern

Obdobná situace nastává i v případě unašeče s antiwummern (viz. Obr. IIIc). Zde je zachován charakter vybuzeé hlukové emise. Parametr forced je roven 0,29 mm. Tedy z hlediska slyšitelnosti není hluková emise při snížené amplitudě významná ani v tomto případě.



Obr. IIIId Souběhová filtrace pro uložení s O kroužky

Upravené uložení s O kroužky pouze potvrzuje, že snížení amplitudy buzení vede k eliminaci nežádoucí hlukové emise jak lze pozorovat na obrázku IIIId. Výkonová sumace převažující křivky forced má v tomto případě hodnotu pouze 0,15 mm.

Tab. IIIa Srovnání parametrů hluků pro měření se sníženou amplitudou buzení

	drumming [mm]	forced [mm]
Bez antiwummern	0,52	0,38
S antiwummern	0,22	0,56
S O kroužky	0,17	0,32
Bez antiwummern, amplituda 0,5mm	0,30	0,18
S antiwummern, amplituda 0,5mm	0,12	0,29
S O kroužky, amplituda 0,5mm	0,09	0,15

Ze srovnání charakteristických výkonových sumací pro jednotlivá uložení uvedené v tabulce IIIa je zřejmé, že při 50% snížením amplitudy klesají hodnoty parametrů

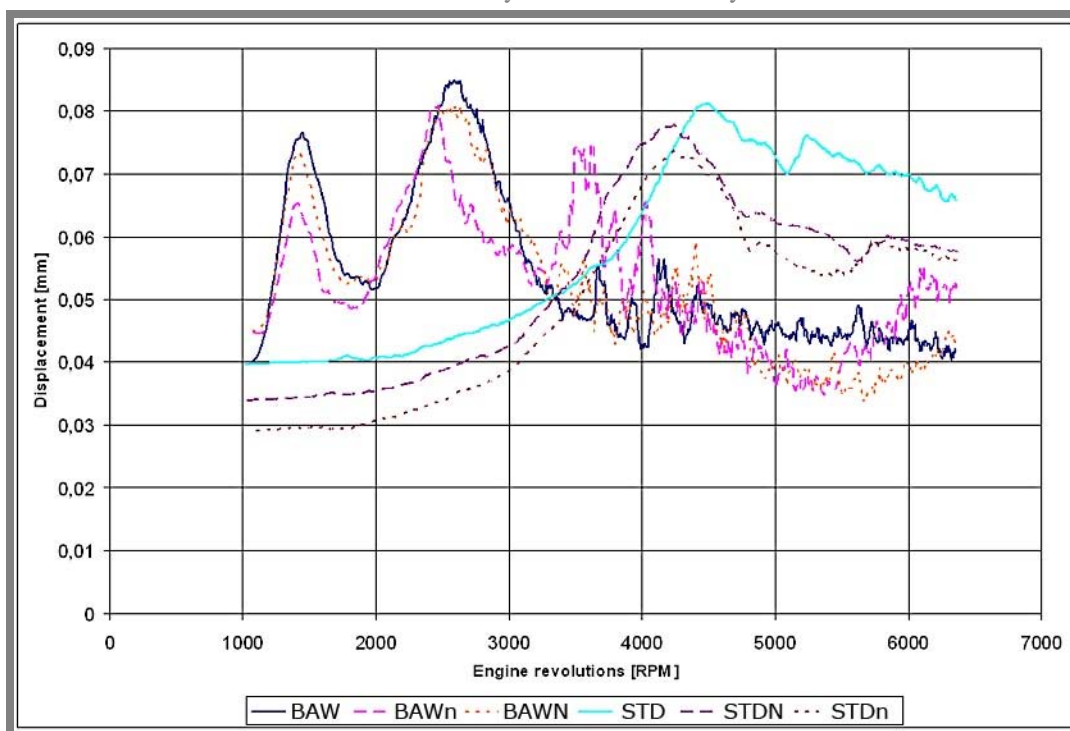
vyjadřujících hluk uložení o 45% až 55%. Vnější projevy hluku jsou tedy velmi výrazně potlačeny. Na základě zmíněných poznatků je jisté, že utlumení vibrací přenášených na diferenciál je také vhodnou cestou k eliminaci výrazných hlukových projevů. Tedy například úprava motoru vložením vyvažovacích hřídelí by mohla problém zcela vyřešit.

IV Vliv nevývahy na chování uložení

Zajímavým faktorem z hlediska chování unašeče se zdála být také případná nevývaha připojených součástí. Byly proto realizovány experimenty se simulovanou nevývahou náhradní hmoty. Jako nevývažek byly použity matice M10 nebo matice M12, které byly vloženy pod hlavu jednoho z montážních šroubů, jak je zobrazeno na Obr. IVa. Matice M10 váží 16g a matice M12 váží 18g. Poloměr na kterém je nevývažek umístěn je 43mm. Hodnota nevývahy je tedy 688 g/mm pro matici M12 a 774 g/mm pro matici M10.



Obr. IVa Nevývaha náhradní hmoty



Obr. IVb Průběh radiální výchylky pro referenční uložení vyvážené a s nevývahou 688g/mm a 774g/mm

(BAW – bez antiwummern, vyvážené; BAWn – bez antiwummern, nevývaha 688g/mm; BAWN – bez antiwummern; nevývaha 774g/mm; STD – s antiwummern, vyvážené; STDN – s antiwummern, nevývaha 774g/mm; STDn – s antiwummern, nevývaha 688g/mm)

Obrázek IVb představuje průběh radiálních výchylek referenčních variant uložení. Je patrné, že použití nevyváhy nemá výrazný vliv na maximální výchylky uložení. Nejzřetelněji se projevuje použití menší nevyváhy u uložení bez antiwummern, kde způsobuje silné rozkmitání unašeče na otáčkové hladině 3500 RPM.

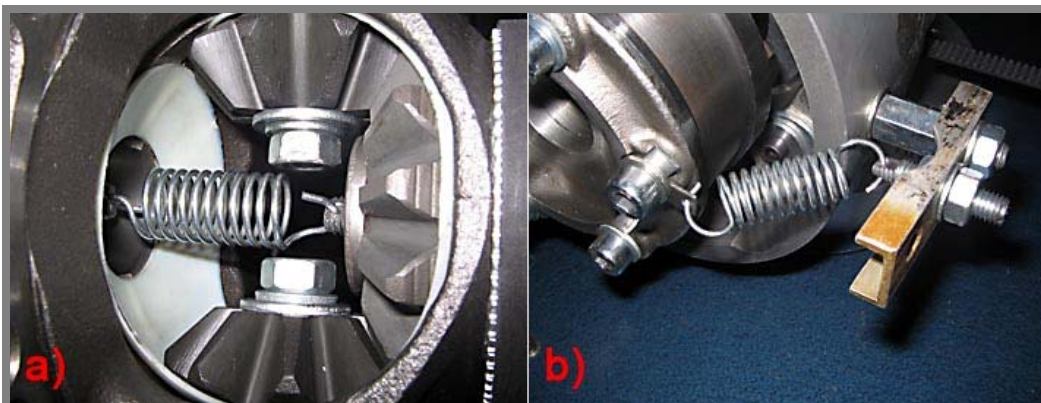
Dosahované parametry pro jevy drumming a forced jsou porovnány v tabulce IVa. Lze konstatovat že efekt nevyváhy je poměrně nevýrazný. Negativně se projevuje pouze u uložení bez antiwummern, kde při použití menší nevyváhy M10 stoupne parametr drumming v porovnání s vyváženou variantou. To je způsobeno rozkmitáním unašeče na hladině 3500RPM, které je patrné na obrázku IVb. V ostatních případech má použití nevyváhy spíše pozitivní, avšak nijak markantní efekt. Pozitivní působení je zřejmě způsobeno navýšením gyroskopického momentu unašeče při rotaci a následným útlumem kmitání unašeče.

Tab. IVa Parametry hluků pro uložení s antiwummern, bez antiwummern a s nevyváhou

	drumming [mm]	forced [mm]
Bez antiwummern	0,52	0,38
S antiwummern	0,22	0,56
Bez antiwummern, nevyvážek 16g	0,54	0,31
S antiwummern, nevyvážek 16g	0,15	0,58
Bez antiwummern, nevyvážek 18g	0,49	0,33
S antiwummern, nevyvážek 18g	0,12	0,56

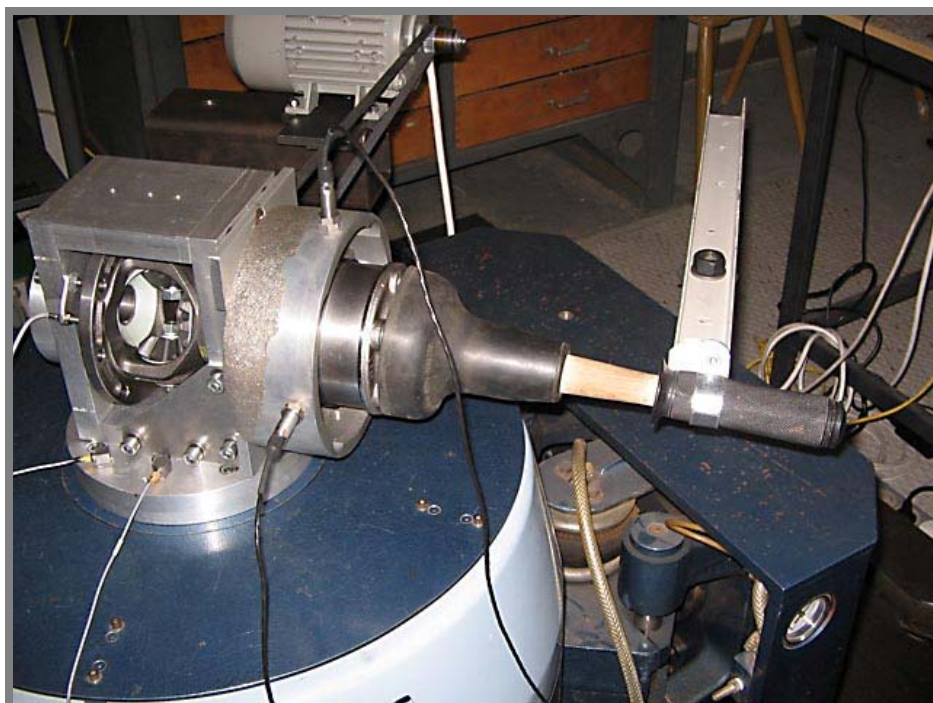
V Vliv pružného vymezení axiální/axiální-radiální vůle

Mezi experimentálně testovanými faktory ovlivňujícími uložení byla také axiální vůle v uložení. Standardně je axiální vůle v unašечи vymezena dotažením spojovacího šroubu na předepsaný utahovací moment. Cílem experimentů bylo zavedení přídatné síly, která by axiálně působila na unašeč a vyhodnotit její vliv na chování unašeče při vibracích. Měření byla provedena s axiální pružinou a s pružinou která byla umístěna tak aby působila v axiálním i radiálním směru. Umístění pružiny při měření je zobrazeno na následujícím obrázku Va. V případě pružiny působící šikmo na unašeč bylo možné provedení pouze testu bez rotace diferenciálu.



Obr. Va Realizace pružného vymezení axiální vůle pomocí axiální pružiny a) a pružiny působící axiálně i radiálně b)

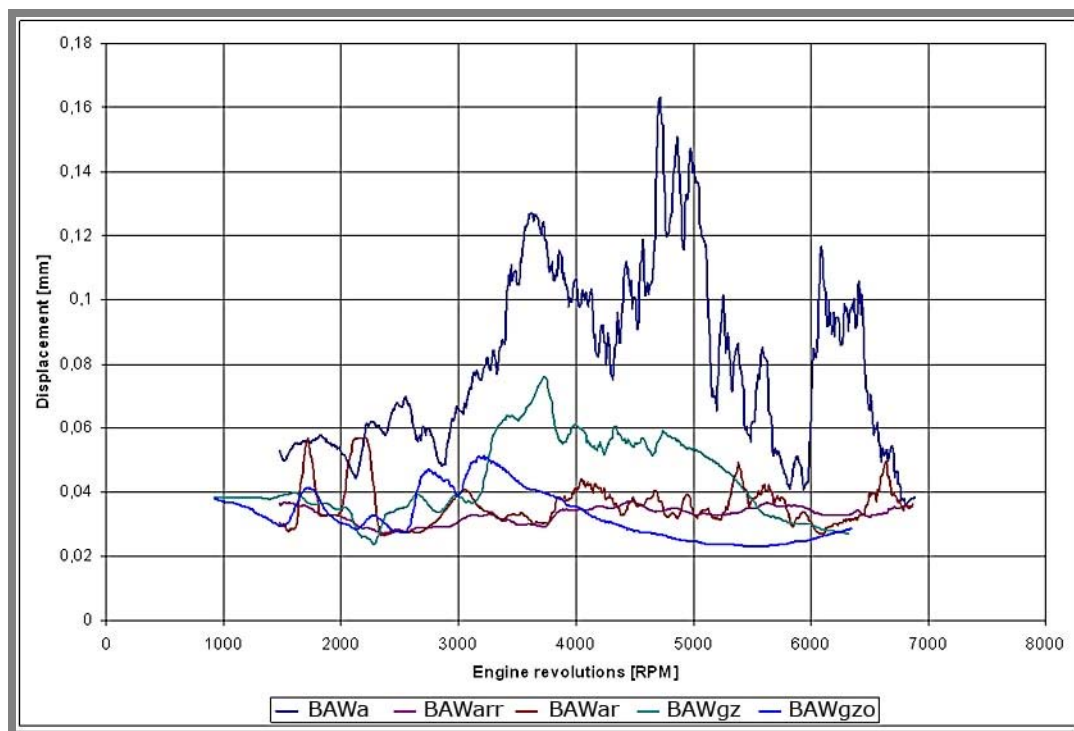
Experiment s pružným vymezením axiální vůle byl proveden také ve variantě s gumovým zvonem, který byl přitlačován na náhradní hmotu (Obr. Vb). Tato varianta byla testována také bez rotace diferenciálu.



Obr. Vb Realizace pružného vymezení axiální vůle pomocí gumového zvonu

Z průběhů radiálních výchylek (Obr. Vc) vyplývá, že použití pouze axiální pružiny mělo negativní vliv a dochází ke značnému rozkmitávání unašeče, způsobeným nejspíše rezonancí. Ta se u axiální pružiny projevuje zvýšeným nekontrolovaným

kmitáním unašeče. Při použití pružiny působící šikmo je dosaženo jistého zlepšení. Při jednom z testů byl unašeč kromě pružiny tlumen navíc ještě položením dlaně na náhradní hmotu (BAWarr) což vedlo k výraznému snížení kmitání unašeče. Také měření s přitlačením unašeče gumovým zvonem vykazují snížení amplitudy kmitání unašeče.



Obr. Vc Průběh radiální výchylky při pružném vymezení axiální vůle

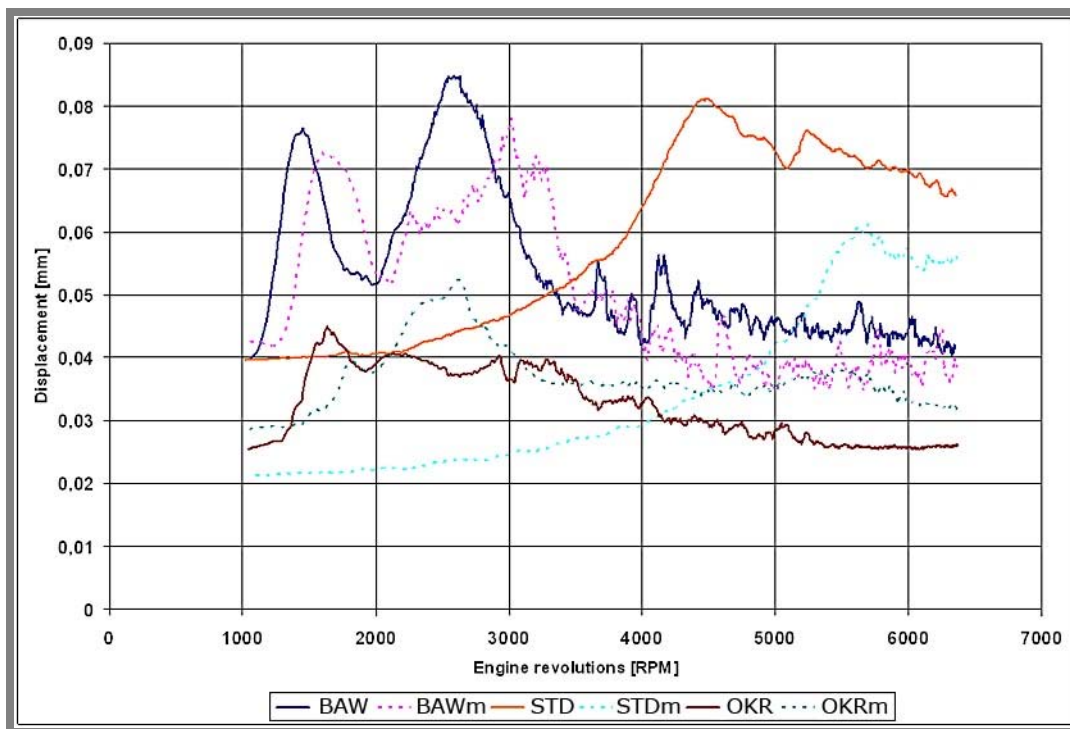
(BAWa – axiální pružina, BAWarr – axiálně radiální pružina a unašeč přitlačený rukou, BAWar – axiálně radiální pružina, BAWgz – gumový zvon, BAWgzo – opakované měření s gumovým zvonem) Pohled na tabulku Va ukazuje měřené hodnoty parametrů sledovaných hluků pro jednotlivé varianty uložení. Lze konstatovat že použití axiální pružiny se projevuje výrazným zvýšením chaotického kmitání unašeče. Při použití elementů, které na unašeč vymezují v radiálním i axiálním směru je dosaženo znatelného zlepšení. Extrémním případem je utlumení chaotického kmitání unašeče lehkým tlakem dlaní. Z praktického hlediska je však aplikace obdobných pružných vazeb zřejmě nerealizovatelná. Oba způsoby vymezení axiální i radiální vůle zároveň znemožňovaly otáčení unašeče. Vedlejším efektem vymezování axiální vůle může být také samosvornost diferenciálu.

Tab. Va Parametry drumming a forced při pružném vymezení axiální vůle

	drumming [mm]	forced [mm]
Bez antiwummern – axiální pružina	0,89	0,30
Bez antiwummern – axiálně radiální pružina, přidrženo rukou	0,07	0,30
Bez antiwummern – axiálně radiální pružina	0,26	0,29
Bez antiwummern – vymezení vůle gumovým zvonem	0,36	0,35
Bez antiwummern – vymezení vůle gumovým zvonem opak.	0,22	0,31
Bez antiwummern – bez pružného vymezování ax. vůle	0,52	0,38

VI Vliv změny hmotnosti náhradní hmoty

V rámci experimentů byl ověřován také vliv hmotnosti připojených součástí na chování uložení. Bylo provedeno odlehčení náhradní hmoty z vypočtených 2,286 kg na 1,038 kg. Při měření byly srovnávány referenční varianty a konstrukční úprava s O kroužky.



Obr. VIa Průběh radiální výchylky pro referenční uložení a uložení s O kroužky pro náhradní hmotu vážící 2,286kg a 1,038kg

(BAW – bez antiwummern, hmota 2,286kg; BAWm – s antiwummern, hmota 1,038kg; STD – s antiwummern; hmota 2,286kg; STDm – s antiwummern, hmota 1,038kg; OKR – s O kroužky, hmota 2,286kg; OKRm – s O kroužky, hmota 1,038kg)

Jak je vidět na obrázku VIa odlehčení připojené hmotnosti se projevuje posunem maximálních výchylek směrem k vyšším otáčkovým hladinám. Z hlediska dosažené maximální výchylky se odlehčení pozitivně projevuje v případě uložení s antiwummern. Uložení s O kroužky je ovlivněno spíše negativně a uložení bez antiwummern dosahuje obdobných výchylek jako se standardní náhradní hmotou.

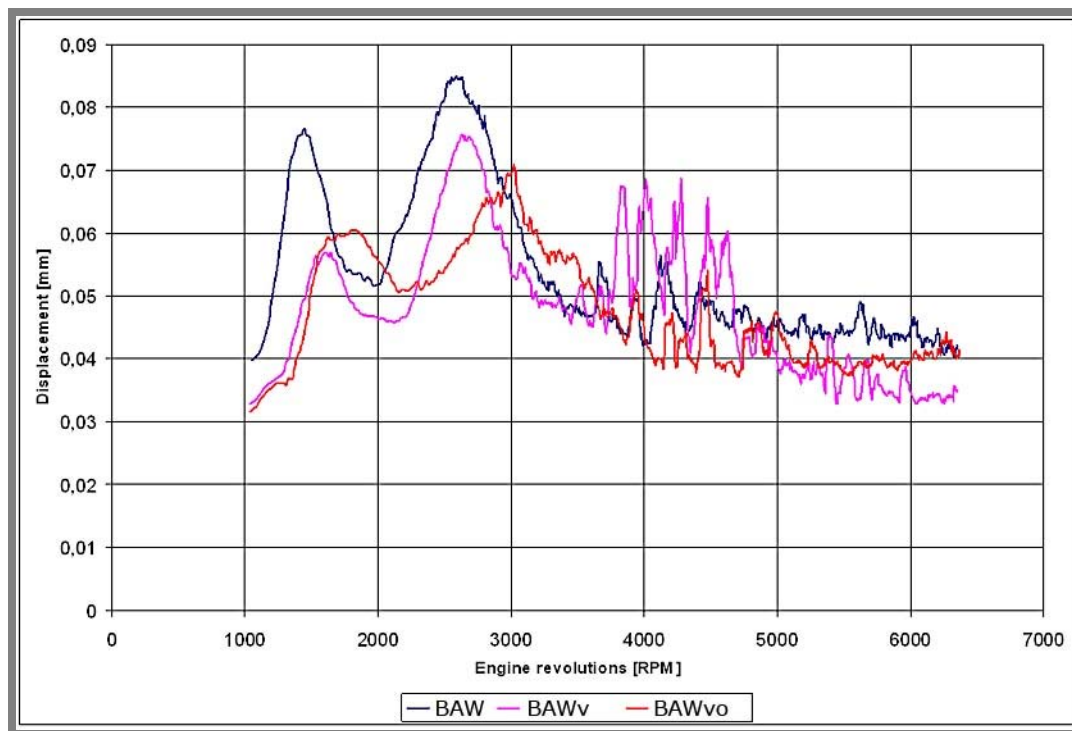
Tab. VIa Parametry wummern a schnarren při odlehčení náhradní hmoty

	drumming [mm]	forced [mm]
Bez antiwummern	0,52	0,38
S antiwummern	0,22	0,56
S O kroužky	0,17	0,32
Bez antiwummern, odlehčená náhradní hmotá	0,44	0,38
S antiwummern, odlehčená náhradní hmotá	0,15	0,39
S O kroužky, odlehčená náhradní hmotá	0,18	0,39

Tabulka VIa ukazuje očekávané výrazné snížení parametru forced u uložení s antiwummern. Je tedy pravděpodobné, že odlehčení poloosy by mohlo vést k utlumení vibrací při rezonanci. Z konstrukčního hlediska je však dosažení snížení hmotnosti poloosy o 50% při zachování nízké ceny použitých materiálů nereálné.

VII Test uložení vyplněného viskózním mazivem – voskem

Posledním testovaným faktorem byl vliv viskozity maziva v uložení. Experiment byl proveden s včelím voskem, který byl natlačen do ložiska. Jak je vidět z obrázku VIIa a tabulky VIIa, při použití vosku dochází k mírnému utlumení chaotického kmitání unašeče.



Obr. VIIa Průběh radiální výchylky uložení bez antiwummern při použití vosku (BAW – bez antiwummern, pouze olej; BAWv – bez antiwummern, vosk v ložisku; BAWvo – bez antiwummern; vosk v ložisku, opakované měření)

Na kmitání buzené provozními otáčkami zjevně nemá mazivo vliv. Opakovaný test vykazuje mírně odlišný průběh kmitání unašeče, což je zřejmě způsobeno změnou rozložení vosku v ložisku. Samotné mazání uložení však podle subjektivních pozorování není schopné zcela odstranit hluk od mechanické uvolněnosti v ložisku. S pozitivním efektem maziva lze však jistě kalkulovat při návrhu konstrukční úpravy ložiska.

Tab. VIIa Parametry drumming a forced při změně viskozity maziva

	drumming [mm]	forced [mm]
Bez antiwummern	0,52	0,38
Bez antiwummern, vosk	0,42	0,35
Bez antiwummern, vosk, opakované měř.	0,42	0,38

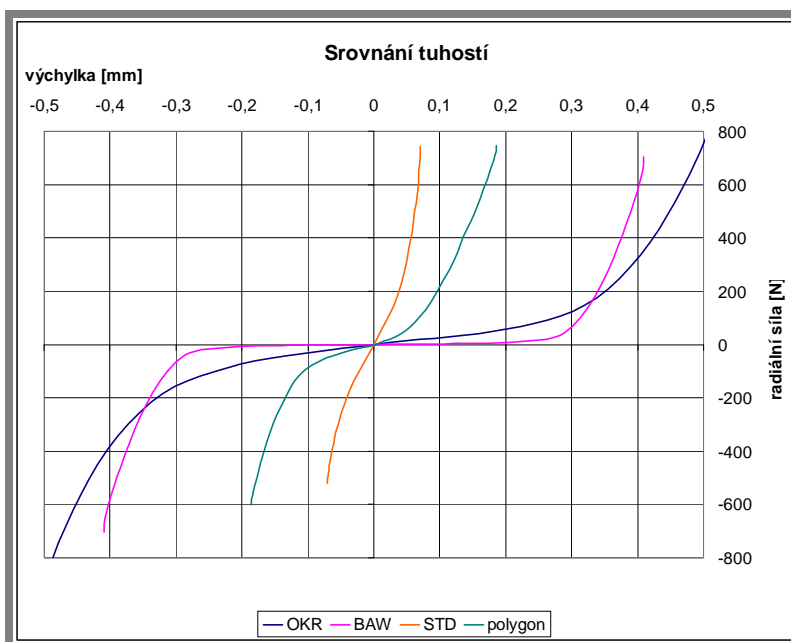
VIII Polygon ložisko

V rámci spolupráce s vývojovým oddělením Škoda Auto a. s. jsme měli možnost testovat také konstrukční úpravu uložení s použitím polygonálního ložiska firmy INA (Obr. VIIa). Tato ložiska byla vyvinuta výrobcem ve spolupráci s koncernem VW pro řešení problémů s mechanickou uvolněností v automobilovém diferenciálu. Podle vyjádření Škoda Auto však při aplikaci na testovaný diferenciál byla hodnocena jako nepříliš funkční.



Obr. VIIa Unašeč diferenciálu s nalisovaným polygonálním ložiskem

Odpověď na otázku, proč je použitá varianta neúspěšná dává již pouhé měření radiální tuhosti. Ta dosahuje hodnoty 674 N/mm. Uložení je tedy příliš tuhé a dochází k rezonančním hlukovým projevům, které byly pozorovány při zkouškách v automobilce. V grafu na obrázku VIIIb je srovnání průběhu radiálních tuhostí s referenčními konstrukcemi diferenciálu.



Obr. VIIIb Srovnání průběhů radiální tuhosti pro referenční varianty (BAW, STD), O kroužky (OKR) a uložení s polygonálním ložiskem (polygon)

Na základě experimentů se lze domnívat, že nefunkčnost ložiska z hlediska odstranění mechanické uvolněnosti bez vedlejších rezonančních efektů je způsobena nevhodnou volbou předpětí polygonálního ložiska. Podle specifikací výrobce je zřejmé, že tuhost ložiska je laděna velikostí předpětí, které vzniká deformací polygonálního kroužku ložiska při nalisování. Výrobce však neuvádí metodiku jak stanovit vhodné parametry pro montáž ložiska. Je tedy pravděpodobné, že automobilka přejala řešení, které bylo shledané funkční na jiném typu automobilu v rámci koncernu VW, nepřihlédla však k rozdílné konstrukci diferenciálů. Správnou funkci ložiska by tedy zřejmě bylo možné zajistit úpravou předpětí ložiska, která by vedla ke snížení tuhosti do požadovaného intervalu odhadnutého simulací. Změny předpětí lze dosáhnout vhodnou volbou průměrů díry a hřídele (přesahů) použitých pro nalisování polygonálního ložiska.

Seznam obrázků – dodatky

Obr. Ia Stanice pro měření s průběžnými hřídeli bez externích vibrací.....	65
Obr. Ib Záznam pohybu výstupní hřídele bez mazání a bez externích vibrací (vůle v uložení 0.1 mm)	65
Obr. Ic Záznam pohybu výstupní hřídele bez mazání a externích vibrací (vůle v uložení 0.3 mm)	66
Obr. Id Záznam pohybu mazané výstupní hřídele bez externích vibrací (vůle v uložení 0.1 mm)	66
Obr. Ie Záznam pohybu mazané výstupní hřídele bez externích vibrací (vůle v uložení 0.3 mm)	66
Obr. If Záznam pohybu výstupní hřídele s externími vibracemi – vůle 0.1 mm, rychlost unašeče 30 km/h.....	67
Obr. Ig Záznam pohybu výstupní hřídele s externími vibracemi – vůle 0.3 mm, rychlost unašeče 30 km/h.....	67
Obr. IIa Příklad bifurkačního diagramu logistické funkce.....	69
Obr. IIb Bifurkační diagramy pro uložení s antiwummern a) bez antiwummern b) a s O kroužky c).....	70
Obr. IIIa Průběh radiální výchylky pro referenční uložení a uložení s O kroužky při amplitudě buzení 0,1mm a 0,05mm.....	71
Obr. IIIb Souběhová filtrace pro uložení bez antiwummern	71
Obr. IIIc Souběhová filtrace pro uložení s antiwummern	72
Obr. IIId Souběhová filtrace pro uložení s O kroužky	72
Obr. IVa Nevývaha náhradní hmoty	74
Obr. IVb Průběh radiální výchylky pro referenční uložení vyvážené a s nevývahou 688g/mm a 774g/mm	74
Obr. Va Realizace pružného vymezení axiální vůle pomocí axiální pružiny a) a pružiny působící axiálně i radiálně b).....	76
Obr. Vb Realizace pružného vymezení axiální vůle pomocí gumového zvonu.....	76
Obr. Vc Průběh radiální výchylky při pružném vymezení axiální vůle	77
Obr. VIa Průběh radiální výchylky pro referenční uložení a uložení s O kroužky pro náhradní hmotu vážící 2,286kg a 1,038kg.....	78
Obr. VIIa Průběh radiální výchylky uložení bez antiwummern při použití vosku ..	79
Obr. VIIIa Unašeč diferenciálu s nalisovaným polygonálním ložiskem	80
Obr. VIIIb Srovnání průběhů radiální tuhosti pro referenční varianty(BAW, STD), O kroužky (OKR) a uložení s polygonálním ložiskem (polygon).....	80

Seznam tabulek – dodatky

Tab. IIIa Srovnání parametrů hluků pro měření se sníženou amplitudou buzení.....	72
Tab. IVa Parametry hluků pro uložení s antiwummern, bez antiwummern a s nevývahou	75
Tab. Va Parametry drumming a forced při pružném vymezení axiální vůle.....	77
Tab. VIa Parametry wummern a schnarren při odlehčení náhradní hmoty.....	78
Tab. VIIa Parametry drumming a forced při změně viskozity maziva	79

Použité zdroje – dodatky

- [1] JANÍČEK, P. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky – Hledání souvislostí*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství CERM, Nakladatelství Vutium, 2007. 1234 s. ISBN 978-80-7204-554-9
- [2] KRATOCHVÍL, C. et.al. *Bifurkace a chaos v technických soustavách a jejich modelování*. 1. vyd. Brno: ÚT AVČR. 108 s. ISBN 978-80-214-3720-3
- [3] 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
- [4] 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. p. 157-189. ISSN 0924-090X
- [5] MEVALD, J. – SKAROLEK, A. *Deterministický chaos u modelu mechanického systému s vůlemi*. [online]. Poslední revize 26. 6. 2002. [cit. 2008-15-8] Dostupné z: <http://www.kmp.tul.cz/ukaz.php?soub=publikace/Chaos_clanek2004.pdf>.

