

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Ing. Aleš Dočkal

**KONSTRUKČNÍ OPTIMALIZACE OZUBENÉ PŘEVODOVKY  
S OHLEDEM NA SNIŽOVÁNÍ HLUKOVÉ EMISE**

**DESIGN OPTIMIZATION OF GEARBOX  
CONSIDERING REDUCTION OF NOISE EMISSION**

ZKRÁCENÁ VERZE PH.D. THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Doc. Ing. Dušan Kolář, CSc.

Odborný školitel: Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

Oponenti: Prof. Ing. Jaroslav Buchar, DrSc.

Doc. Ing. Jiří Hanák, CSc.

Ing. Zdeněk Lorenc

Datum obhajoby: 1. 7. 2003

**KLÍČOVÁ SLOVA:**

Převodovka, hluk, konstrukční optimalizace, měření, hodnocení.

**KEY WORDS:**

Gearbox, noise, design optimization, measurement, evaluation.

**MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE:**

Oddělení pro vědu a výzkum FSI VUT v Brně.

# OBSAH

OBSAH.....	3
1 ÚVOD.....	5
1.1 Současný stav řešené problematiky .....	5
1.2 Cíle disertační práce.....	6
2 ZDROJE HLUKU OZUBENÝCH PŘEVODOVEK .....	6
2.1 Buzení hluku záběrem ozubených kol .....	6
2.1.1 Chyba převodu.....	7
2.2 Ostatní zdroje hluku.....	8
2.3 Přenosová cesta.....	8
3 MOŽNOSTI SNIŽOVÁNÍ HLUKU PŘEVODOVEK .....	9
3.1 Tvar ozubení .....	9
3.2 Konstrukční řešení převodovky .....	10
3.3 Konstrukce převodové skříně .....	11
3.3.1 Činitel vnitřního tlumení.....	11
3.4 Uložení převodovky.....	12
3.5 Volba maziva A Dodatečné úpravy .....	12
4 METODY MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ VIBROAKUSTICKÝCH PARAMETRŮ PŘEVODOVEK .....	13
4.1 Rozběhová zkouška a multispektrum .....	13
4.2 Souběžová filtrace .....	15
4.3 Synchronní filtrace.....	15
4.3.1 Řádová analýza rozběhové zkoušky (řádová sumace) .....	16
4.4 Měrný výkon postranních pássem .....	16
4.5 Kepstrální analýza.....	16
4.6 Lokalizace zdrojů hluku.....	17
4.7 Modální analýza.....	17
5 EXPERIMENTÁLNÍ VÝSLEDKY.....	18
5.1 Vliv celočíselného souč. záběru profilu na hluk .....	18
5.2 Vliv viskozity oleje na hluk .....	19
5.3 Vliv mazacího oleje na hluk .....	21
5.4 Vliv materiálu převodové skříně na hluk.....	22
5.4.1 Měření činitele vnitřního tlumení.....	22
6 ZÁVĚR.....	24
7 POUŽITÁ LITERATURA.....	25
8 AUTOROVY PUBLIKACE Z DANÉ OBLASTI.....	26
9 CURRICULUM VITAE .....	28
10 ABSTRACT .....	29



# 1 ÚVOD

Vývoj strojních zařízení byl v minulosti orientován převážně na dosažení co nejvyšší únosnosti a životnosti. Současné výrobky, konstruované s využitím počítačových programů pro pevnostní kontrolu navrhovaných řešení (MKP), spolu s dlouholetými zkušenostmi konstruktérů, dosahují optimálních parametrů z hlediska pevnosti, využití materiálu a životnosti. Díky legislativnímu tlaku a konkurenci vystupuje do popředí hledisko ekologie, mj. také hluk. Tato skutečnost vede k potřebě lokalizace a identifikace zdrojů hluku a k jejich kvantitativnímu ohodnocení.

## 1.1 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

V konstrukci ozubených převodovek dochází v současné době k významnému posunu v oblasti návrhu tvaru boční křivky zubu s ohledem na minimalizaci hlučnosti a vibrací při současném zvýšení účinnosti a životnosti ozubení. Důraz se klade na kvalitativní ukazatele ozubení, zkoumají se materiálové vlastnosti a tepelné zpracování s ohledem na dosažení co nejvyššího vnitřního tlumení. Ověřuje se vhodná volba uložení hřídelů a volných ozubených kol, optimalizuje se velikost bočních vůlí. Neméně významný je tvar převodové skříně, její tuhost, umístění hřídelů a ložisek, počet spojovacích šroubů i např. způsob její montáže.

Uvedenou problematikou se zabývá řada pracovišť na celém světě, jak v oblasti teoretického výzkumu, tak v oblasti zkušebnictví. Největšího pokroku bylo dosaženo v oblasti matematického modelování záběru ozubení, kde se díky výkonné výpočetní technice a modernímu softwaru pro MKP daří simulovat jednak samotný záběr zubů při uvažovaných tuhostech, ale také tzv. chyba převodu anebo podmínky mazání. Modelování vyzařování akustické energie z povrchu převodových skříní a modálních vlastností mechanické struktury pomocí MKP a MHP je úspěšné především v oblasti nízkých kmitočtů. Nedostatkem je značná časová náročnost procesu modelování a věrohodnost výsledného modelu, především zohlednění vůlí a dalších nelinearit. Jistým přínosem je využití metody citlivostní analýzy, která umožňuje zkoumat míru vlivu změny vstupních parametrů na výsledky.

Modelování chování vibroakustických systémů v oblasti vysokých frekvencí využívá statistické energetické analýzy (SEA) [10], která je podstatně méně citlivá na přesnost zadání geometrického popisu struktury a čas výpočtu je proti deterministickým modelům kratší. Její použití je však značně omezené a výsledky nekonkrétní. Je zřejmé, že matematické modelování se neobejde bez kvalitních experimentálních výsledků.

Měření chyby převodu je náročné na kvalitní vybavení a proto se jím zabývá omezený počet vědeckých pracovišť [18], v ČR je zatím pouze jediné [21]. Naopak měření hluku a vibrací převodových mechanismů je v technické praxi poměrně rozšířené. V oblasti výzkumně-vývojové je zřejmá snaha o nalezení vhodného parametru pro hodnocení hlukové emise samotného ozubeného soukolí.

## 1.2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Problematika snižování hlukové emise převodovek úzce souvisí se znalostí zdrojů hluku a s měřením a vyhodnocováním vibroakustických projevů. Cílem práce je shrnutí současných poznatků v oblasti vzniku hluku a vibrací ozubených převodů, metod jejich měření a vyhodnocení s následným experimentálním ověřením. Tyto skutečnosti vedly ke zformulování cílů disertační práce v následujícím rozsahu:

1. Analýza současného stavu v oblasti měření a vyhodnocování vibroakustické emise ozubených převodů.
2. Nalezení a ověření vhodné metodiky pro posouzení hlučnosti převodových skříní, respektive vybraného ozubeného záběru ve vícestupňové převodovce.
3. Experimentální ověření vlivu celočíselného součinitele záběru profilu na hluk.
4. Ověření vlivu mazacích olejů na hlukové projevy převodovek.
5. Posouzení vlivu materiálu převodové skříně na její hluk a vibrace.

## 2 ZDROJE HLUKU OZUBENÝCH PŘEVODOVEK

Bureš v [4] píše doslova: „Každé ozubené soukolí za běhu hlučí.“ S tímto konstatováním nelze než souhlasit. Vibrace od záběru ozubených kol působením vnějších a vnitřních dynamických sil jsou prvotním zdrojem veškerého hluku převodových agregátů. Převodovka je akusticky uzavřený systém, ze kterého se hluk šíří zejména vibracemi povrchu skříně nebo připojených agregátů (kap. 2.3).

V oblasti výzkumu vzniku vibrací v ozubení byla v druhé polovině dvacátého století realizována řada teoretických i experimentálních prací [7], [9], [10], [18], které stále rozšiřují okruh možných zdrojů. Největší význam je přikládán kinematické přesnosti ozubení a proměnlivé tuhosti záběru. Tyto jevy postihuje např. teorie chyby převodu (Transmission Error), která je zmíněna v kap. 2.1.1.

Z důvodů všeobecného rozšíření je další text věnován pouze převodovkám s čelními ozubenými koly s vnějším evolventním ozubením.

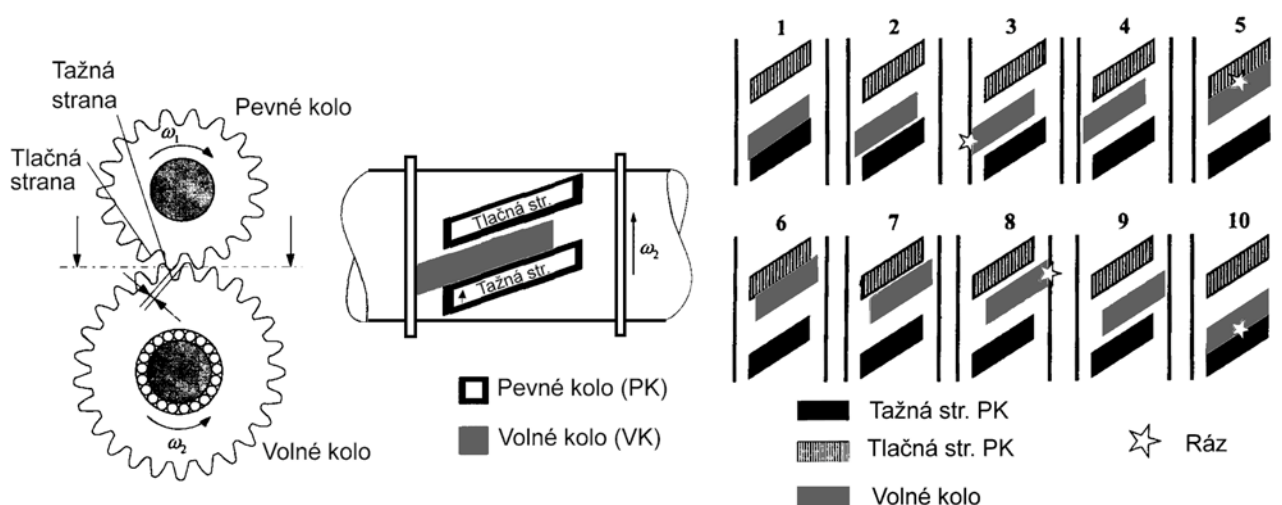
### 2.1 BUZENÍ HLUKU ZÁBĚREM OZUBENÝCH KOL

Vibrace od záběru ozubených kol přenášené na skříň převodovky jsou nejvýznamnějším zdrojem hluku. Z fyzikálního hlediska je příčinou vibrací dynamická síla, která může měnit svoji amplitudu, směr nebo působíště. U evolventního ozubení je nejvýznamnější změna amplitudy, jejíž hlavní příčinou jsou proměnlivá tuhost a rázy při vstupu zubů do záběru vlivem deformací, úchylek roztečí a profilu zubu od teoretických. Tyto jevy jsou pojednány samostatně.

V minulosti byl velký význam přikládán změnám skluzových rychlostí při záběru (změna směru budící síly). Každý evolventní záběr je charakterizován kombinací valení a smýkání. Při vstupu zubu do záběru je smykové tření značné a postupně klesá až do valivého bodu, kde mění svůj smysl a opět narůstá. Náhlá změna směru třecích sil způsobí vznik vibrací v ozubení. Tento jev má význam zejména u přímého ozubení, je však považován za podružný [18]. Velikost skluzových rychlostí však nelze zanedbat s ohledem na opotřebení, způsobující chyby profilu.

Specifickým zdrojem hluku je vznik rázů vlivem axiální a boční (zubové) vůle volných ozubených kol se šikmým ozubením [17]. Vzniká především u nízko zatížených ozubených kol (např. při volnoběžných otáčkách spalovacího motoru) nebo naopak při velmi vysokém zatížení a nízkých otáčkách. K tomu přispívá nepravidelný chod hnacího agregátu, kdy dochází k torznímu kmitání (změna úhlového zrychlení během jedné otáčky) [6], [10], [23]. Tento hluk je označován jako řinčení a klepání (zvonění, chrastění, raslování). Motory moderních automobilů jsou proto vybavovány dvoumotovým setrvačником a spojkami s tlumičem záběru.

Mezi další jevy, způsobující hluk při záběru ozubení, lze zařadit tzv. Air Pocketing (souvisí se vzduchovými kapsami v mazivu) a Lubricant Entrainment (vlivem malých vůlí není přebytečné mazivo vytlačeno ze záběru a namáhá ozubení přidavnými dynamickými silami, které způsobují nárůst vibrací).



Obr. 1 Vznik rázového hluku vlivem vůle volných kol se šikmým ozubením [6].

### 2.1.1 Chyba převodu

Chyba převodu (Transmission Error, TE) se definuje jako rozdíl mezi skutečnou a teoretickou pozicí hnaného ozubeného kola. Zpravidla se vyjadřuje v délkových jednotkách ( $\mu\text{m}$ ) jako pohyb ve směru tečny dotykové kružnice nebo v jednotkách úhlových (vteřinách). Teorie TE byla publikována v 50. letech minulého století (Gregory – Harris – Munro). Umožňuje porovnání kvality ozubených kol nezávisle na jejich rozměrech (modulu, počtu zubů apod.). U lineárních systémů je závislost TE na hluku ozubení lineární, v praxi to však platí často jen pro jedinou frekvenci.

Lze odlišit TE statickou (uvažují se pouze statické síly), danou především střídáním počtu zubů v záběru a výrobní nepřesností (chyba profilu, chyba rozteče, opotřebení apod.) a TE dynamickou, která vzniká při zatížení za rotace, vlivem dynamických sil a např. ohybu zubů a hřídelů a superponuje se na statickou TE.

Periodicky proměnlivá tuhost ozubení během záběru souvisí s přemísťováním bodu dotyku po výšce zubu (změna působíště a ramene síly) a se skokovou změnou počtu zubů v záběru (závisí na celkovém souč. záběru  $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ ). Deformací zubu se mění původní rozteč k dalšímu nezatíženému zubu, který vstupuje do záběru dříve

a naráží na spoluzabírající zub. Kontakt mimo přímku záběru způsobí ráz na hlavě hnaného kola. Přenos zatížení je nerovnoměrný, úhlová zrychlení a zpoždění vyvolávají přídavné dynamické síly v ozubení. Obdobně se projevují výrobní nepřesnosti a chyby rozteče. Statickou i dynamickou TE lze předběžně stanovit výpočtem [11], zpřesnění vyžaduje 3D modelování oz. kol pomocí MKP. Modely pro statickou TE vyhovují pro velká zatížení a malé momenty setrvačnosti. Malá zatížení, velká setrvačná hmota, nerovnoběžnost, vnitřní tlumení kol a podpor atd. vedou na nelineární model dynamické TE a je lépe provést praktické měření. Přístroj pro měření TE byl vyvinut v 60. letech minulého století (R. G. Munro) [8], [12].

## 2.2 OSTATNÍ ZDROJE HLUKU

Převodovka obsahuje řadu komponent, které mohou samy být zdroji hluku a vibrací nebo je alespoň vybudí, příp. přenášejí a zesilují. Patří sem např. pomocné prvky, jako jsou součásti řazení (synchronizační kroužky, přesuvné objímky, řadící vidlice, řadící kulisy nebo táhla apod.), dále ložiska a také hřídele, které hluk ani vibrace obvykle neprodukují, ale vlivem průhybů a zkroucení pod zatížením mají na hluk podstatný vliv (důležitá je především rovnoběžnost hřídelů). Ložiska jsou nejen významným prvkem v přenosové cestě, ale současně jsou (především valivá ložiska) sama o sobě zdrojem vibrací a hluku převodovek. Vibrace vznikají odvalováním valivých členů ložiska po vnitřní a vnější dráze. Jejich frekvence je dána nerovnostmi povrchu (pitting) nebo nepravidelností funkčních ploch, vznikající opotřebením a při výrobě (deformace při upnutí). Výsledné vibrace se projevují v nízkofrekvenčním pásmu (silně opotřebená nebo poškozená ložiska) a v oblasti vysokých frekvencí (cca 10 kHz), kde je energie vibrací poměrně malá a může se významně projevit prakticky pouze ve spojitosti s rezonancí jiné části mechanismu.

## 2.3 PŘENOSOVÁ CESTA

Dynamické síly od záběru ozubení generují vibrace, rozkmitávající vlastní ozubená kola, která vyzařují hluk do okolí a dále přenášejí vibrace na hřídele. Hřídele následně dynamicky zatěžují ložiska, která rozkmitají skříň převodovky. Ta je obvykle již dobrým zářičem hluku, prostřednictvím rozsáhlých skořepinových ploch. Uvnitř převodové skříně jsou vysoké hladiny hluku, způsobené ozubenými koly, ale vzduchem nesené pulsace nemají dostatečný výkon, aby vybudily okolní struktury a jsou zpravidla dostatečně pohlceny převodovou skříní. Radiální složka dynamických sil, jak vnějších (od pohonu nebo od předřazených či následných převodů), tak vnitřních, je dominantním zdrojem buzení. Vibrace se dále šíří uložením převodovky nebo motoru a torzními vibracemi hřídelů do ostatních soustrojí, která se prostřednictvím svých skříní a plášťů stávají rovněž zářiči hluku. U automobilových převodovek je problémem šíření vibrací řadícím mechanismem.

Vibroakustické projevy převodovky jsou silně otáčkově závislé, tj. dochází k rezonancím na vlastních frekvencích jednotlivých komponent v závislosti na frekvenci budících sil, která je dána především otáčkami a řazeným převodem.



### 3 MOŽNOSTI SNIŽOVÁNÍ HLUKU PŘEVODOVEK

Problematiku snižování hlučnosti převodových agregátů je nutné řešit již při samotném konstrukčním návrhu, úvahou o kinematickém schématu a rozdělení celkového převodového poměru i např. s ohledem na hmotnosti ozubených kol a volbu počtu zubů v prvočíslech, aby se vyloučilo periodické sčítání chyb ozubení. Samozřejmý je požadavek na použití kol se šikmým nebo zakřiveným ozubením s většími počty zubů a příslušnými korekcemi, jejich umístění a upevnění na dostatečně tuhých hřídelích v převodové skříni s vhodně zvolenými body uchycení. Následné experimentální ověřování na prototypch umožní odhalit nedostatky, které sebelepší matematický model není schopen postihnout.

#### 3.1 TVAR OZUBENÍ

Ozubení představuje primární zdroj hluku. Nejvýznamnějším dynamickým budícím účinkem v ozubení je skoková změna tuhosti vlivem změny počtu zubů v záběru, dále pak výrobní a montážní nepřesnosti. Rozhodující jsou hodnoty součinitelů  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$ , jak dokazují teorie i praktická měření [5], [7], [9].

Zvětšováním délky trvání záběru klesá celkové zatížení přenášené jedním párem zubů a chyby v ozubení (TE) se zprůměrují. Zvětšení celkového součinitele záběru  $\varepsilon_\gamma$  umožňuje použití šikmých nebo zakřivených zubů, větší počet zubů s malým modulem, zmenšení úhlu záběru  $\alpha_w$ , případně prodloužení výšky hlavy zubu. U přímého ozubení je experimentálně prokázáno snížení dynamického zatížení a tím i hluku pro  $\varepsilon_\alpha=2$ . Šikmé ozubení je z hlediska vnitřního dynamického namáhání výhodnější, vlivem menších změn tuhosti. Obecné doporučení z hlediska optimální volby jednotlivých parametrů neexistuje, na základě výsledků experimentů lze však vyvodit dílčí poznatky [11], např. pokles vibrací pro celočíselné hodnoty  $\varepsilon_\beta$  při  $\varepsilon_\alpha=2$ .

Výše uvedené závěry neuvažují vlivy přesnosti výroby a montáže, deformace jednotlivých prvků a proměnlivé zatížení, kdy je nutné zvážit použití modifikací ozubení. Pro nízká zatížení je vhodná tzv. soudečková modifikace, která umožňuje překonat velké nerovnoběžnosti os. Pro obecná zatížení je nutné volit kompromisní řešení. V budoucnu by se mohly uplatnit např. adaptivní převody, které reagují spojitě na změny zatížení a přizpůsobí se jim (změnou tvaru evolventy při zatížení, změnou tvrdosti boků zubů apod.) [13]. Návrhy tvaru zubů se sníženou hlučností (HCRG), se zmenšeným úhlem záběru a celočíselným efektivním součinitelem záběru profilu (zpravidla  $\varepsilon_\alpha=2$ ), nevyžadují hlavovou modifikaci (pouze sražení na hlavě zubu a podélnou modifikaci okrajů zubů) a ozubení je tiché při různém zatížení i přes značné úhlové úchylky za podmínky dostatečné tuhosti kol a hřídelů.

Na hluk má podstatný vliv také přesnost výroby. Proto je důležité zjistit, jak různé nepřesnosti ovlivňují výsledný hluk a vytipovat důležité výrobní tolerance, které je nutné dodržovat a kontrolovat. Postačují jednoduché programy pro PC [12], [18], pro předvídaní statických a dynamických efektů v ozubení. Na základě této analýzy je možné změnit konstrukci tak, aby byla méně citlivá na výrobní nepřesnosti, zúžit příčné tolerance nebo zajistit vyřazení hlučných kusů výstupní kontrolou.

Vyšší kvalita je zaplácena vyšší cenou a zvýšení kvality výroby se efektivněji projeví u méně kvalitní převodovky. Zlepšení povrchové úpravy ozubení, tj. snížení drsnosti boků zubů, má menší význam (cca 1 dB(A) při snížení drsnosti na jednu třetinu původní hodnoty). Výhodou však je skutečnost, že zlepšením povrchové úpravy se zpravidlalepší i ostatní parametry (především přesnost) ozubení, které v důsledku mohou přinést významnější snížení hluku.

### 3.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY

Podstatné je zajištění dostatečné tuhosti uložení ozubených kol, hřídelů a ložisek. Poloha ozubených kol na hřídelích ovlivňuje rozložení zatížení po šířce zubů [19]. Letmé uložení je nevhodné. Dostatečně tuhé hřídele lze dosáhnout např. zmenšením vzdáleností jejich podpor. S ohledem na přenosovou cestu je vhodným řešením např. uložení hřídelů v tuhém rámu s pružně připevněnými sendvičovými deskami, které tvoří vlastní skříň (ochrana proti prachu, vlhkosti i funkce nádrže na olej).

Dostatečně tuhá ozubená kola zajistí minimální odchylky záběru. Z hlediska zvětšení útlumu vibrací v tělese ozubeného kola je doporučována řada konstrukčních úprav [4]. Tvarem tělesa ozubeného kola je možné ovlivnit jeho vlastní frekvence a zajistit přeladění mimo rezonance (např. volbou korekcí nebo úhlu záběru, přerušení zubů obvodovými drážkami, změnou hmotnosti). Konstrukcí ozubených kol lze omezit také projevy řinčení a rachocení (kap. 2.1), např. použitím brzdících prvků (pokles účinnosti), oddělením velké setrvačné hmoty pružnou spojkou, změnou počtu zubů (přeladění, zmenšení amplitud) atd.

Dalšími důležitými komponentami jsou ložiska, především jeho typ a konstrukce (především klece), ložisková vůle a přesnost výroby. Teoreticky je nejvhodnější ložisko pracující bez vůle (s předpětím). Vlivem vůle je vnější radiální zatížení přenášeno menším počtem valivých tělísek. Při určitém předpětí je zatížena více než polovina valivých tělísek, klesá maximální dotykové napětí a trvanlivost ložisek roste. Při volbě optimálního předpětí vzrůstá trvanlivost např. kuličkového ložiska o 10 %, s dalším růstem předpětí však prudce klesá [2]. To je důležité s ohledem na problematiku uvolňování ložisek v převodové skříni, způsobující vzrůst hluku a zkrácení životnosti celého agregátu. U převodových skříní z lehkých slitin se používá vyvložkování otvorů pro ložiska (MQ 200). Obecné doporučení nahrazovat kuličková ložiska kuželíkovými nemusí být obecně vhodné [9], lépe je volit ložiska se zmenšenou vůlí (C1), zvýšenou přesností (P4) a zmenšenou hlučností (C6).

Rozhodující je však snížení budících amplitud, které je možné konstrukčně řešit snížením zátěže přenášené jedním soukolím (větvení toku výkonu). Zmenší-li se rozměry ozubeného soukolí, zmenší se úměrně rychlosti na záběrové přímce a tím také generovaný hluk [5]. Přenášený výkon je nutné rozdělit na několik menších soukolí. Příkladem je planetová převodovka. Převodovky s větvením toku výkonu s vnějším ozubením umožňují tzv. fázování záběru, kdy fázový rozdíl mezi záběry kol obou větví je  $180^\circ$  a tím je dosaženo jejich vzájemné eliminace. Prakticky je situace podstatně komplikovanější, neboť přenosová cesta z obou zdrojů není nikdy identická a snadno lze dosáhnout opaku, tj. zesílení hluku (tzv. bubnování).

### 3.3 KONSTRUKCE PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Moderní metody počítačového navrhování s využitím MKP, MHP a SEA jsou dobrým předpokladem pro dosažení optimálních modálních vlastností převodových skříní. Snadno lze odhalit kritická místa s vyšší hladinou napětí, která mohou být za provozu významným zářičem hlukové energie a vyžadují zesílení nebo vyztužení. Vyspělejší systémy umožňují modální ladění s ohledem na vícenásobný zubový záběr, aby se žádná z vlastních frekvencí neshodovala s některou budící frekvencí.

Při návrhu je nutné odstranit nebo minimalizovat velké nedělené rovné a mírně zakřivené plochy, které dobře vyzařují hluk. Doporučuje se takové plochy žebrovat, nebo zvýšit jejich relativní tuhost větší tloušťkou stěny (lehké slitiny – menší nárůst hmotnosti). Účinnost přenosu hluku a vibrací lze snížit také využitím útlumu odrazem, změnou průřezu (tl. stěn, náhlé přechody), větvením konstrukce, útlumu na rozhraní dvou prostředí, použitím hradících hmot nebo pružných vložek [14].

Útlum přenosové cesty je dán mimo jiné materiálem převodových skříní a ozubených kol. Litina je vhodnější než ocel, ale její vyšší útlum je prakticky zanedbatelný v porovnání se šroubovými, nýtovanými a za tepla lisovanými spoji. Nekovové materiály mají lepší předpoklady díky větší poddajnosti a velkému měrnému útlumu a doporučuje se jejich použití kdykoliv to podmínky dovolí. Využívá se např. tenkých povlaků moderních plastických hmot na ocelová ozubená kola. Znalost důležitých materiálových charakteristik konkrétních materiálů bude vyžadována stále častěji, především s ohledem na potřeby matematické modelování. Údaje z literatury se často liší a v případě činitele vnitřního tlumení jsou k dispozici téměř výhradně hodnoty pro podélné vlny, které jsou z hlediska vyzařování hluku méně významné. V rámci této práce byla realizována srovnávací měření útlumových vlastností kovových materiálů na ozubená kola a materiálů převodové skříně.

#### 3.3.1 Činitel vnitřního tlumení

Každý materiál vykazuje určitou míru vnitřního tlumení, které je způsobeno přeměnou mechanické energie na jiné formy energií. Při dynamickém zatěžování materiálů se v diagramu napětí–prodloužení zobrazí hysterezní smyčka, jejíž plocha odpovídá energii kmitání, která se přemění v teplo. Na vnitřním tlumení materiálu se podílí celá řada mechanismů [3], [15], [16]. Míru vnitřního útlumu materiálů charakterizuje tzv. činitel vnitřního tlumení  $\eta$  (činitel vnitřních ztrát, loss factor), definovaný jako poměr energie přeměněné v teplo k celkové energii kmitání nebo jako poměr imaginární a reálné části komplexního modulu pružnosti. Útlumové vlastnosti kovů jsou omezené a v reálných konstrukcích se významněji podílejí vlivy tření, při záběru ozubených kol se uplatňuje mj. tlumení olejového filmu. Činitel vnitřního tlumení se zjišťuje metodami výkonové bilance, modální šířky pásma a volných tlumených kmitů. Pro nízké hodnoty  $\eta$  (kovy) se používá poslední metoda, vycházející z vyhodnocení průběhu dokmitu tlumené soustavy s jedním stupněm volnosti, stanoví se logaritmický dekrement útlumu a následně  $\eta$ .

### 3.4 ULOŽENÍ PŘEVODOVKY

Standardní uložení hnacího agregátu pomocí pryžových lůžek a silentbloků přestává stačit současným požadavkům a začínají se uplatňovat lůžka s vnitřním i vnějším hydraulickým tlumením. Jednoduchá pryžová lůžka je možné navrhnout optimálně na jedinou frekvenci (zpravidla otáčkovou), izolace vyšších frekvencí je možná použitím dvoustupňového uložení. Objevují se lůžka adaptabilní, semiaktivní a aktivní [1], řízená mikroprocesorem, který provádí optimální korekce nastavení.

Přenos vibrací do navazujících agregátů se děje mj. také torzními vibracemi hřídelů, kterým lze zamezit změnou principu poháněcího stroje (elektromotor, spalovací motor) nebo jeho aktivním řízením. Pokud není možné uskutečnit konstrukční a provozní opatření na straně pohonu, je nutné alespoň vhodně naladit modální vlastnosti převodovky. U automobilů je významný přenos vibrací přes mechanismus řazení. Používá se řazení pomocí lanovodů (bowdenů), příp. úplné odstranění mechanické cesty, např. mechanizovaným řazením (shift by wire).

### 3.5 VOLBA MAZIVA A DODATEČNÉ ÚPRAVY

Volba maziva vychází z teorie termo-elastohydrodynamického mazání (T-EHD) s ohledem na teplotní podmínky, únosnost olejového filmu a zadírání. Viskozitní specifikace oleje je dána konstrukčním návrhem převodového agregátu. Ve starší literatuře [4] se často doporučuje pro snížení hluku použít oleje s vyšší viskozitou, což může snížit účinnost převodovky a životnost ložisek, která vyžadují použití nízkoviskózních olejů. Oleje s vysokou viskozitou mohou být přínosné u silně opotřebovaných převodovek, kde mohou omezit vliv vůlí, tam, kde nastávají problémy s pittingem a významně mohou omezit vliv torzních rezonancí (řinčení a rachocení).

Nejjednodušší způsob, jak zabránit nepříznivému působení hluku na člověka, je odstranit zdroje hluku, např. přemístění hlučného stroje mimo pracoviště obsluhy, příp. zvětšením vzdálenosti. Pokud je snížení hluku obtížné nebo nemožné, lze zajistit alespoň jeho větší snesitelnost z hlediska frekvenčního spektra (lidský sluch vnímá frekvence různě intenzivně). Sleduje se proto i „kvalita“ zvuku.

Další z cest ke snížení hluku je krytování, spojené obvykle se zvyšováním absorbce stěn krytu pomocí akusticky pohltivých materiálů a zvyšováním neprůzvučnosti pomocí antivibračních nátěrů [14], [24]. Otvory a spáry v krytu jeho účinek značně snižují. Problémem je zajištění chlazení a volba míst vstupů a výdechů chladícího vzduchu, aby nedošlo k zesílení hluku směrem k obsluze.

V zásadě jednoduchá je myšlenka aktivního snižování hluku: setkají-li se dva signály se stejnou frekvencí a amplitudou avšak opačnou fází, dojde k jejich vzájemnému vyrušení a výsledný signál je nulový. Metoda se nazývá aktivní snižování hluku (interference zvuku, aktivní řízení hluku, Active Noise Control, ANC, ENC, např. [1], [10]). V praxi je však situace komplikována řadou faktorů, ať už se jedná o složitou skladbu vyzařovaného hluku daného agregátu, členité akustické prostředí, rezonanční jevy, dispoziční možnosti reproduktorů atd.

## 4 METODY MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ VIBROAKUSTICKÝCH PARAMETRŮ PŘEVODOVEK

Následující text je zaměřen na úzkou oblast vibroakustických laboratorních zkoušek převodových agregátů, včetně zpracování a analýzy měřených signálů. Z důvodů omezeného rozsahu není možné se podrobně zabývat obecnou analýzou signálu, stručně jsou zmíněny pouze metody používané u převodovek.

U převodovek je nejvýznamnějším zdrojem ozubený záběr, který je nutno spolehlivě identifikovat v širokém rozpětí provozních stavů. Hluk automobilových převodovek je měřen pod zatížením formou jízdních zkoušek, kdy se často využívá pouze subjektivní hodnocení týmem expertů nebo se provádějí zkoušky laboratorní, umožňující lepší opakovatelnost měření. Laboratorní zkoušky je možné provádět v tzv. dozvukové komoře (zjišťování celkového akustického výkonu) nebo v tzv. bezdozvukové (tiché) komoře, umožňující směrová měření (lokalizace zdrojů) [22].

Typickým výsledkem vibroakustické analýzy je frekvenční spektrum, tj. závislost ef. hodnoty, výkonu nebo výkonové spektrální hustoty měřené veličiny na frekvenci. Úplná frekvenční analýza je dána amplitudovým a fázovým spektrem. Často se lze setkat s tzv. řádovou analýzou (Order analysis), kdy se na frekvenční osu spektra vynáší násobky dané frekvence (např. vst. otáčky) – řády. Ve spektru signálu hluku nebo vibrací převodového agregátu lze obvykle rozeznat tři hlavní složky a jejich harmonické násobky. Jsou to otáčková frekvence, zubová frekvence a postranní pásma kolem zubové frekvence. Neceločíselné násobky frekvence otáček hřídelů mohou souviset mj. s valivými ložisky, uvolněním vazeb apod. Při známých otáčkách a počtech valivých tělísek je možné jednotlivá ložiska poměrně spolehlivě identifikovat [2], [20]. Někdy lze nalézt tzv. duchovou složkou (Ghost Component, frekvence výr. stroje), způsobenou zvlněním profilu zubů vlivem periodických úchylek roztečí řídicího (dělicího) kola obrážky nebo frézky.

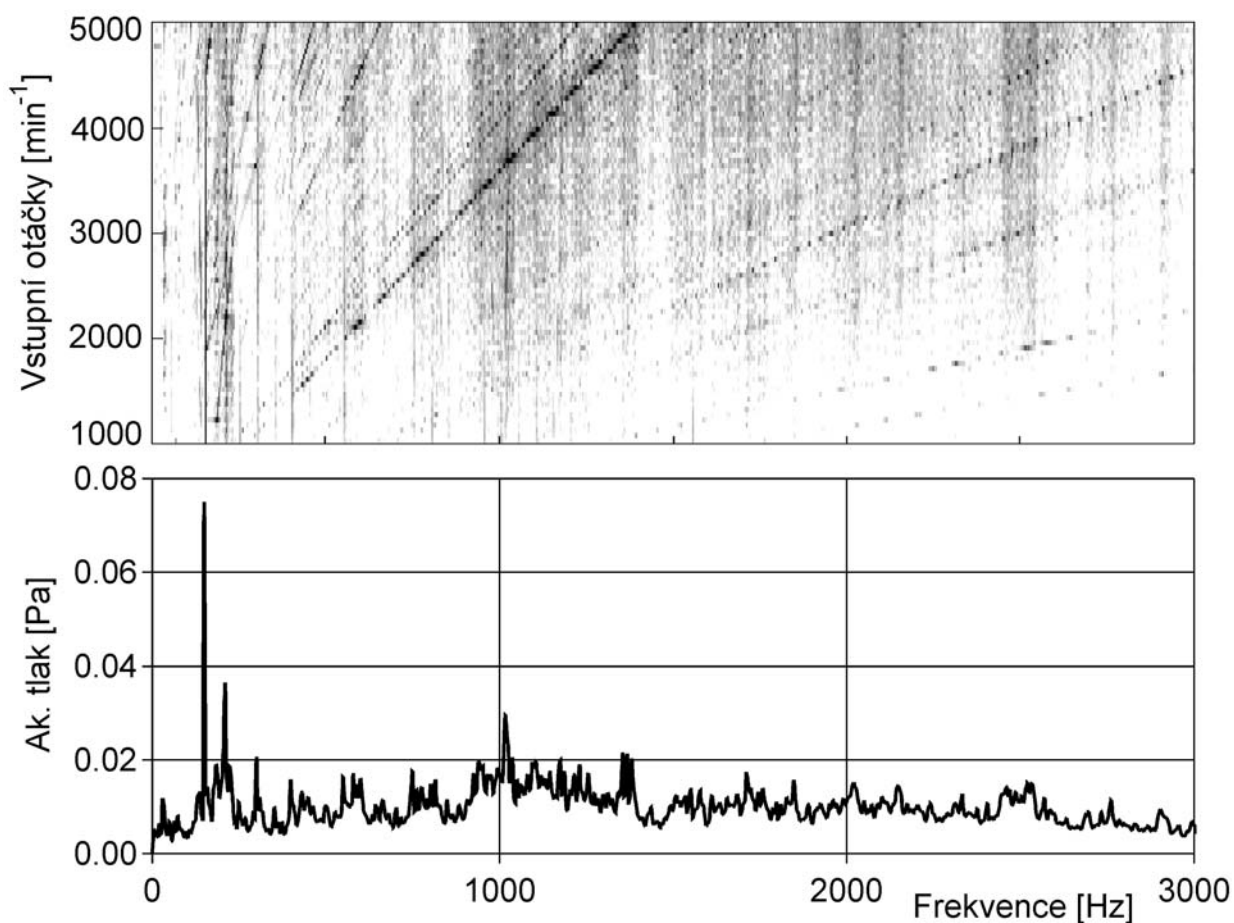
### 4.1 ROZBĚHOVÁ ZKOUŠKA A MULTISPEKTRUM

Při analýze hluku a vibrací strojů, provozovaných v určitém otáčkovém rozpětí (motory, převodovky apod.), často nelze jediným provozním stavem popsat chování stroje. Jednotlivé zdroje hluku se vlivem modálních vlastností celé struktury mohou při různých otáčkách projevit různě intenzivně. Provozní podmínky, za jakých převodovka pracuje např. ve voze, je nutné respektovat, tj. zkoušet ji pod zatížením v odpovídajícím otáčkovém rozsahu. Z těchto důvodů je nejčastěji prováděna rozběhová zkouška. Na ÚK FSI VUT v Brně je používána tzv. kvazistatická rozběhová zkouška pod zatížením, kdy jsou vstupní otáčky zvyšovány skokově jak v hnacím, tak brzděném smyslu a měření se provádí po jejich ustálení na konstantní úrovni. Měření při konst. otáčkách se odstraní nežádoucí projevy způsobené dynamikou rozjezdu, kdy se promítají setrvačné hmoty nejen zkoumané převodovky, ale celého zkušebního soustrojí. Výhodou je získání velkého množství dat na každé otáčkové hladině. Měření jsou prováděna s korekcí na hluk pozadí.

Je zřejmé, že celý rozběh nelze charakterizovat jediným spektrem, jednotlivá spektra se proto sdružují do tzv. multispekter (3D grafy s jednotl. spektry za sebou, třetí osa je zpravidla otáčková). Přehlednějším zobrazením takto získaných spekter je např. Campbellův diagram, což je 2D graf multispektra, kde svislá osa amplitud je nahrazena barevným rozlišením, případně velikostí zobrazovaných bodů.

Na obrázku 2 je příklad multispektra hluku převodovky MQ 200 osobního automobilu Škoda Fabia při zařazeném 4. rychlostním stupni. Tmavší barva odpovídá vyšší hladině akustického tlaku. Soustava tmavých přímk s různým sklonem představuje jednotlivé harmonické frekvence (nejvýraznější je zubová frekvence stálého převodu). Svislé pruhy souvisejí s rezonančními frekvencemi. Pod multispektrém je diagram střední hodnoty ze všech jeho spekter, umožňující odlišení jevů, nesouvisejících s kinematikou převodovky. Vyniknou tak otáčkově neměnné jevy, jako např. rezonanční frekvence převodovky (vyšší frekvence) a rezonanční frekvence komponentů zkušebního zařízení (nižší frekv.). Amplitudy rezonančních jevů nelze přímo porovnávat s ohledem na různou velikost budícího signálu. Následné průměrování všech měření na dané převodovce pro všechny rychlostní stupně a smysly zatížení vyloučí vliv řazených převodů.

Multispektrum je vysoce komplexním popisem zkoumaného zařízení (zobrazuje otáčkově závislé jevy i rezonance na otáčkách nezávislé). Podrobnější rozbor vyžaduje užití dalších metod a postupů.



Obr. 2 Ukázka multispektra a rezonanční charakteristiky struktury.

## 4.2 SOUBĚHOVÁ FILTRACE

U periodicky pracujících strojů je frekvence vynucených kmitů často odvozena od základní frekvence (např. otáčky stroje). Se zvyšujícími se otáčkami roste i příslušná zubová frekvence. Posouzení vlivu jednotlivých soukolí na celkovou hlučnost umožňuje rozběhová zkouška se souběhovou filtrací (tracking). Rezonanční jevy se promítají i do jednotlivých průběhů zkoumaných soukolí.

Realizace metody souběhové filtrace je v zásadě možná několika způsoby [20]. Pokud je analyzátor vybaven vstupem pro snímač otáček z rotujícího bodu příslušného hřídele (externí trigger) a snímáný signál je vzorkován tak, aby délka záznamu byla celočíselným násobkem otáček stroje, zůstanou ve spektru pouze izolované složky, jejichž postranní pásma nejsou ovlivněna kolísáním otáček. Je také možné filtrovat snímáný signál úzkopásmovým filtrem se střední frekvencí odpovídající sledované zubové frekvenci, která se bude rovněž zvyšovat s otáčkami. Pokud není možné použít externí trigger, lze provádět digitální souběhovou filtraci. Signál vzorkovaný vyšší frekvencí je následně převzorkován interpolováním v souladu se skutečnými okamžitými otáčkami stroje. Z vypočteného multispektra se vyberou pouze frekvenční složky, které při daných otáčkách odpovídají zubové frekvenci vybraného soukolí. V trackingovém diagramu se pak místo času vynášejí na vodorovnou osu otáčky, příp. ve spektru řády harmonických frekvencí (obr. 5).

## 4.3 SYNCHRONNÍ FILTRACE

Adresné posouzení jednotlivých zdrojů hluku a vibrací převodovky umožňuje synchronní filtrace (signal enhancement), realizovaná průměrováním měřeného signálu v časové oblasti. Odstraní se tak vlivy, které nesouvisí s otáčkovou frekvencí zkoumaného soukolí. Pro tyto účely je nutné zajistit otáčkově synchronní snímání měřené veličiny (viz. souběhová filtrace). Během každého spuštění odběru vzorků zůstává synchronní signál neměnný, zatímco střední hodnota asynchronního signálu se blíží k nule. Dochází k potlačení rušení a šumů a to úměrně počtu průměrování.

Na ÚK FSI VUT v Brně je synchronní filtrace prováděna s využitím digitálního převzorkování, kdy je signál snímán poměrně vysokou vzorkovací frekvencí a „synchronizace“ je provedena následnou analýzou se stanovením skutečné okamžité frekvence otáčení. Pro vybraný hřídel je zvolen individuální řád decimace tak, aby potřebný počet bodů na vstupu do FFT byl získán přesně z jediné otáčky. Protože okamžitá otáčková frekvence není na počátku přesně známa, je zavedena iterační smyčka pro její upřesnění. Iterace začíná na hodnotě orientačně změřených otáček. Při známé vzorkovací frekvenci je pak možné po přesném stanovení otáček rozdělit časový záznam měřeného signálu na dílčí úseky odpovídající vždy jedné otáčce. Následujícím krokem je průměrování těchto záznamů. Pro známé počty zubů a příslušné převodové poměry lze stanovit synchronizační signál i pro ostatní hřídele v převodovce. Z důvodů kolísání otáček během měření se pro průměrování využívá pouze několika prvních dílčích záznamů. Výsledné spektrum má vodorovnou stupnici v řádech, odpovídajících násobkům základních otáček zkoumaného hřídele.

Použití synchronní filtrace umožňuje posoudit kvalitu záběru daného ozubeného kola jednak z hlediska pravidelnosti záběru během jedné otáčky, která souvisí s výrobní přesností (např. excentricita, obvodová házivost apod.) a dále je možné hodnotit zubový záběr při pootočení kola o jednu zubovou rozteč. V prvním případě je posuzován tvar obálky zprůměrovaného záznamu jedné otáčky ozubeného kola, ve druhém případě je provedeno vyhodnocení odezvy záběru průměrného zubu. Jedná se o názornou charakteristiku ozubení, která souvisí s průběhem dynamických sil mezi zuby v záběru a hodnotí tedy kvalitu záběru.

#### **4.3.1 Řádová analýza rozběhové zkoušky (řádová sumace)**

Aby se riziko nežádoucích projevů vlastních kmitočtů, které by mohly být shodou okolností v oblasti rezonance některého otáčkově závislého jevu minimalizovalo, byla na ÚK FSI VUT v Brně vypracována metoda řádové analýzy rozběhové zkoušky – metoda řádové sumace. Nejprve jsou provedeny řádové analýzy na jednotlivých otáčkových hladinách pro jednotlivá ozubená soukolí. Vzniklé multispektrum je pak složeno ze „spekter řádových analýz“ a odpovídající řády při rostoucích otáčkách jsou následně výkonově sumovány. Tak je pro každý řád vypočtena jediná hodnota, charakterizující zvolený převod během celé rozběhové zkoušky. Na obr. 4 je příklad takovéto analýzy. Lze snadno určit nárůst amplitudy na čarách 21. a 42. řádu, což je zubová frekvence a její 2. harmonický násobek. Tato metoda představuje srozumitelný a přehledný popis parametrů ozubení.

#### **4.4 MĚRNÝ VÝKON POSTRANNÍCH PÁSEM**

Posouzení hlukové emise převodovky v celém provozním otáčkovém rozsahu je možné realizovat např. grafickými průběhy vybraných parametrů, jako jsou amplituda na zubové frekvenci, rozkmit záběru průměrného zubu a měrný výkon postranních pásem. První dva parametry umožňují posoudit kvalitu ozubení, zatímco měrný výkon postranních pásem slouží k lokalizaci příčiny případného zvýšeného hluku na zubové frekvenci. Jedná se o poměrný podíl postranních pásem kolem příslušné zubové frekvence k amplitudě na této frekvenci. Do hodnocení se zahrnují pouze postranní pásma v bezprostředním okolí zubové frekvence. Tento údaj může být i zavádějící, protože pro nízké amplitudy na zubové frekvenci (tiché ozubení) bude pochopitelně hodnota měrného výkonu vysoká a naopak.

#### **4.5 KEPSTRÁLNÍ ANALÝZA**

Kepstrální analýza je v podstatě frekvenční analýza výsledku frekvenční analýzy. Zatímco u spektra je na vodorovné ose frekvence [Hz], kepstrum (cepstrum) používá kvefreci (quefrecy) [s]. Při kepstrální analýze dochází k zesilování malých hodnot výkonového spektra. Je tak možné identifikovat např. podíly postranních pásem ve spektrech. Výhodou kepster je malá citlivost na místo měření a přenosovou cestu ke snímači. V praxi se tato metoda příliš nerozšířila s ohledem na složitost spekter s vícenásobnými zubovými záběry a na problematickou interpretaci výsledků.



## 4.6 LOKALIZACE ZDROJŮ HLUKU

Každé strojní zařízení lze považovat za soustavu několika zdrojů hluku, z nichž každý má svoji polohu a frekvenční a směrovou charakteristiku. Aby bylo možno účinně snižovat hluk celého zařízení, je nutno jednotlivé zdroje lokalizovat a identifikovat. K lokalizaci zdrojů hluku se užívá intenzitní sonda, kterou lze zjistit místa se silným tokem ak. energie kolmo k povrchu stroje. Lze provádět jak širokopásmové vyhledávání, tak i vyhledávání v jednotlivých frekvenčních pásmech, příp. stanovit hodnotu vyzařovaného akustického výkonu.

Akustická holografie umožňuje rekonstruovat třírozměrný obraz zvukového pole z dvourozměrného měření. K tomu je třeba znát rozložení veličin zvukového pole na ploše obklopující zdroj, např. pomocí pole mikrofónů. Rekonstruovaný obraz umožňuje studovat tlakové, rychlostní i intenzitní pole a určit vyzařovaný ak. výkon, směrové charakteristiky zdroje nebo účinnost vyzařování z jednotlivých povrchů. Nejrozšířenější je metoda prostorové transformace zvukového pole (STSF – Spatial Transformation of Sound Fields). Pro ustálené děje se využívá stacionární STSF, která umožňuje využít metodu skenování nebo pole měřících a referenčních mikrofónů. Výpočtem vzájemných spekter lze obdržet hodnoty akustických veličin na ploše rovnoběžné s měřící plochou a tak získat prostorový model zvukového pole měřeného objektu. Pro rozběhové a doběhové zkoušky se používá nestacionární STSF, která využívá časovou transformaci signálů a souřadnic.

## 4.7 MODÁLNÍ ANALÝZA

Analýza modálních vlastností převodových skříní má podstatný význam pro naladění vlastních frekvencí. Uvedená problematika se řeší na počítačových modelech MKP (matematická nebo výpočtová modální analýza), experimentální modální analýza má své nezastupitelné místo jako zpětná vazba k těmto modelům.

Podstatou experimentální modální analýzy je stanovení frekvenční přenosové funkce (FRF), které je následně přiřazen matematický model. Provádí se současná analýza budící síly i signálu odezvy, což umožňuje následně zjistit poměr odezvy k buzení a jeho frekvenční charakteristiku. Dva základní typy strukturální analýzy jsou multireferenční rázové zkoušení a test MIMO. Při multireferenční analýze je měřený objekt osazen řadou snímačů zrychlení a vybuzen nejčastěji úderem rázového kladívka se snímačem síly. Signál z kladívka i signály z jednotlivých snímačů jsou následně zpracovány postupy FFT a vzájemně porovnány. Test MIMO (Multiple Input – Multiple Output) využívá k vybuzení měřeného objektu vibrační budiče se snímačem síly, připojené zpravidla v místech uložení apod.

Na podobném principu pracuje i metoda zjišťování provozních tvarů kmitů (PTK, častěji ozn. jako ODS – Operational Deflection Shape Analysis). Zkoumané zařízení je buzeno přímo vlastní provozní činností a tříosým snímačem zrychlení je prováděno měření ve zvolených bodech. Obdrží se amplitudy z vlastních spekter a fáze ze vzájemných spekter. Výsledkem vyhodnocovacího programu je prezentace jednotlivých módů kmitání zařízení formou obrázků nebo počítačové animace.

## 5 EXPERIMENTÁLNÍ VÝSLEDKY

V následujících odstavcích je stručný popis jednotlivých experimentů a jejich výsledků, realizovaných v Laboratoři zkoušek agregátů ÚK FSI VUT v Brně, včetně krátkého zhodnocení u každého z nich. Z důvodů omezeného rozsahu bylo nutné vynechat popis měřicího pracoviště, zkušebních převodovek a část experimentů (vliv tuhosti ozubení, podélné modifikace, nesymetrického ozubení a technologie výroby převodové skříně na hluk). Při vyhodnocení byl preferován akustický tlak před vibracemi, z důvodů integrující schopnosti hluku. Vibrace měřené akcelerometrem jsou ovlivněny přenosovou cestou a tedy umístěním snímače [A2].

### 5.1 VLIV CELOČÍSELNÉHO SOUČ. ZÁBĚRU PROFILU NA HLUK

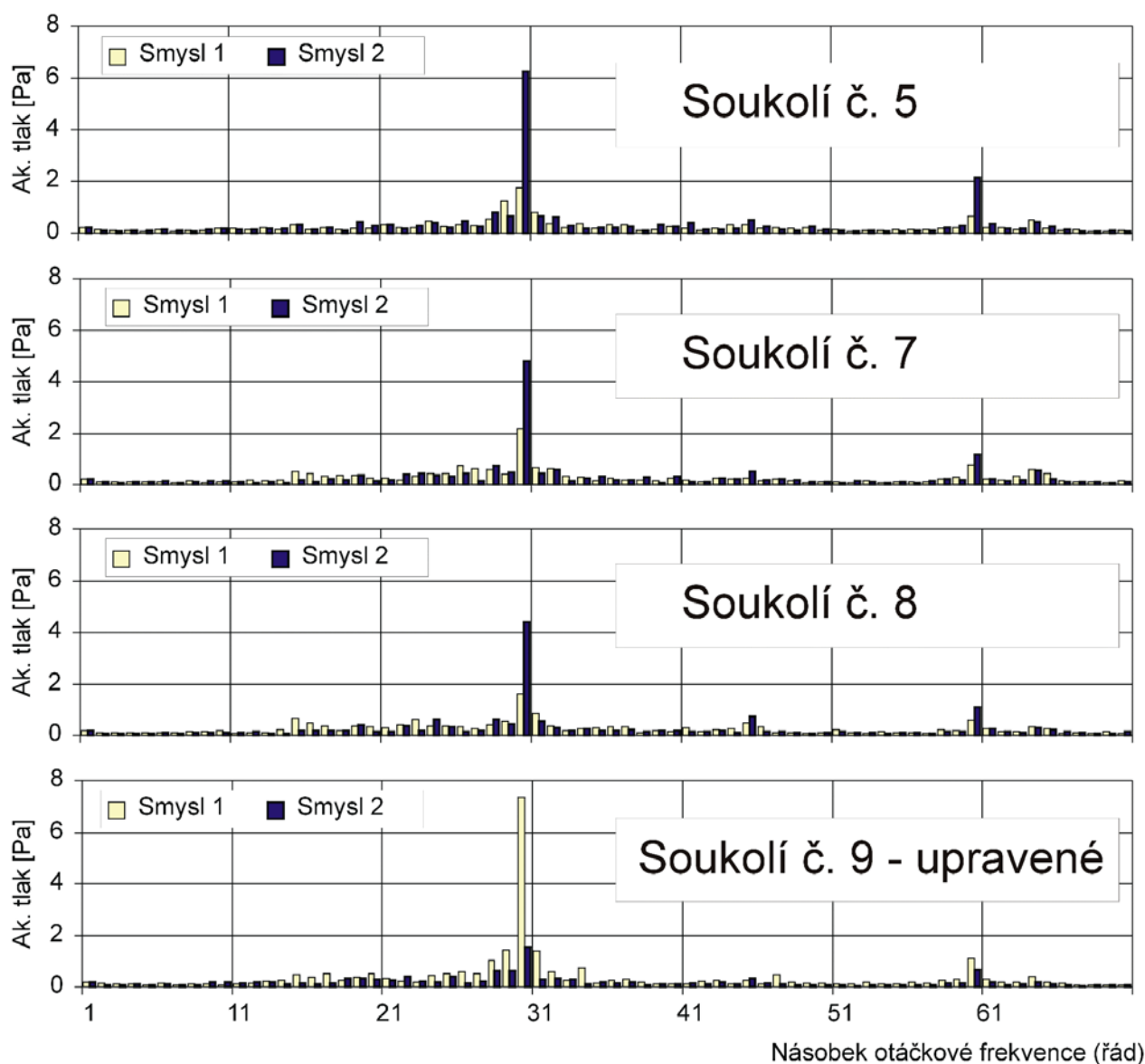
Primárním zdrojem hluku v převodech jsou dynamické síly dané změnou tuhosti ozubení během záběru (kap. 2). Ta souvisí s počtem současně zabírajících zubových párů. Začne-li zubový pár zabírat právě v okamžiku, kdy jiný opouští záběrovou přímkou, dojde k poklesu vnitřní dynamiky ozubení. V rámci výzkumu nesymetrického ozubení byl experimentálně ověřen význam celočíselného součinitele záběru profilu. U jednoho ze soukolí (č. 9) bylo snížením hlavových kružnic dosaženo hodnot součinitele  $\varepsilon_\alpha$  na hodnoty uvedené v tabulce 1, tj. bylo dosaženo přibližně celočíselného součinitele  $\varepsilon_\alpha$  na původně nepracovní straně ozubení a na straně opačné klesla jeho hodnota pod 2. Přímé ozubení mělo vyrovnané měrné skluzy z pracovní strany, počet zubů pastorku/kola byl 30/74. Mazivem byl olej Fuchs SAE 85W-140 o teplotě 50 °C, vstupní moment 20 Nm.

Soukolí č.	Před úpravou		Po úpravě	
	5, 7, 8		9	
Smysl (bok zubu)	1	2	1	2
Součinitel záběru profilu $\varepsilon_\alpha$	2.045	2.535	1.670	2.098

Tab. 1 Vybrané parametry nesymetrického ozubení.

Pro hodnocení hluku ozubení byla zvolena synchronní filtrace a metoda řádové sumace, která sumarizuje jednotlivé řádové analýzy do jediného grafu – na obr. 3 jsou zachyceny výsledky řádových sumací rozběhových zkoušek. Na první pohled jsou patrné podstatně vyšší amplitudy ak. tlaku na straně ozubení s neceločíselnou hodnotou součinitele záběru profilu na zubových frekvencích pastorku (30. řád). Dobře je patrná i druhá harmonická frekvence (60. řád). U soukolí č. 9 je tato situace nejvýraznější – smysl 2, který vykazoval obvykle vyšší hladiny hluku, je po zkrácení záběru na celočíselnou hodnotu podstatně tišší, naopak smysl 1 při poklesu hodnoty součinitele  $\varepsilon_\alpha$  pod 2 zaznamenal nejvyšší naměřené hodnoty ze všech srovnávaných.

Realizovaný experiment jednoznačně prokázal pozitivní vliv celočíselného součinitele záběru profilu  $\varepsilon_\alpha$  na hlukovou emisi soukolí s přímými zuby. Návrh ozubení se součinitelem záběru co možná nejvyšším, bez ohledu na to, zda je tato hodnota celé číslo, nemá až takový význam, jak bylo uváděno ve starší literatuře.



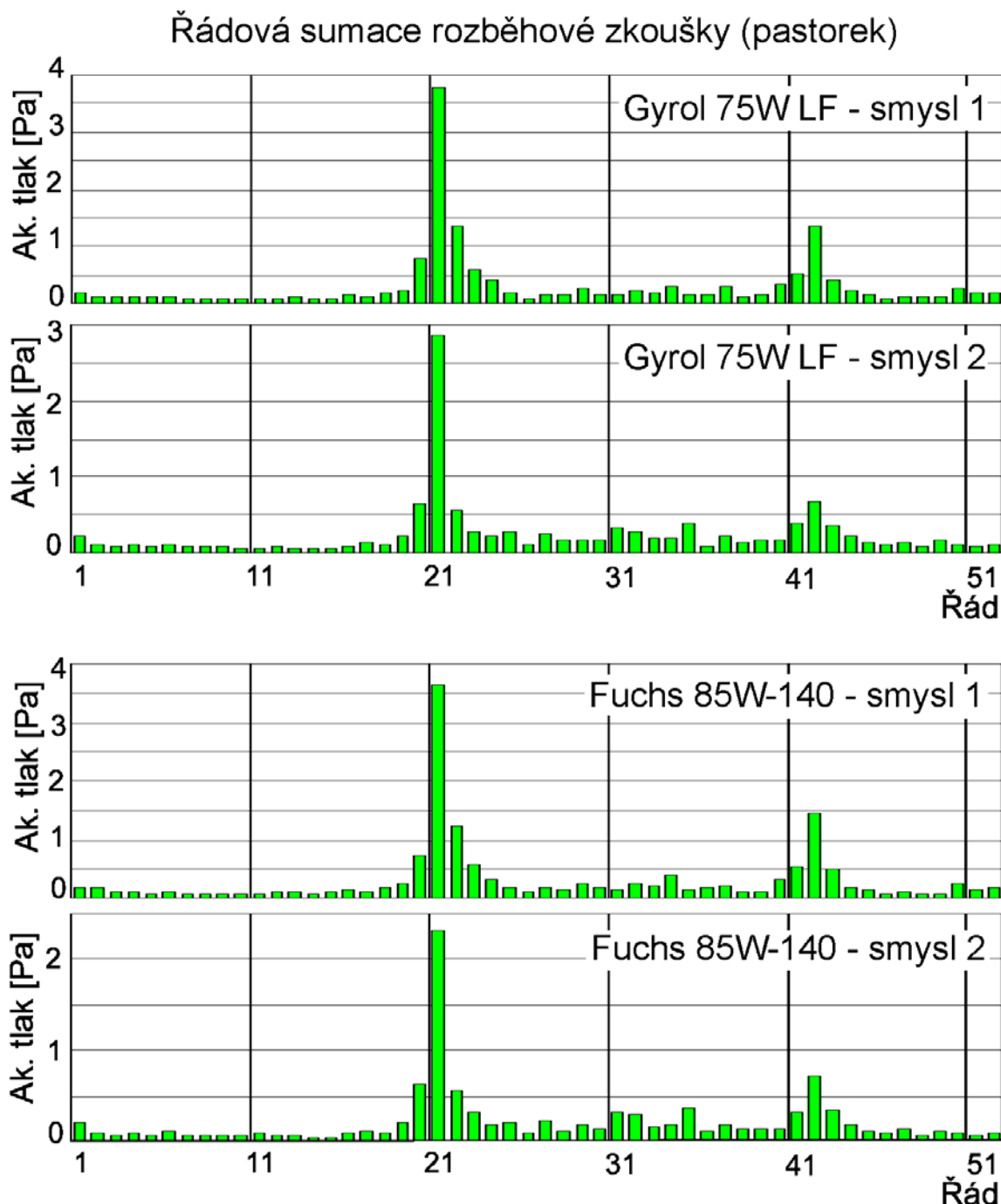
Obr. 3 Řádové sumace porovnávaných variant.

## 5.2 VLIV VISKOZITY OLEJE NA HLUK

Pro tento experiment byla použita starší převodovka Albox Alfa 80 ( $\beta=10^\circ$ , počet zubů 21/83, modul  $m_n=1,5$  mm), která vykazovala jistý stupeň opotřebení ozubení (boční vůle 0,2 mm). Měření hluku a vibrací probíhala za obdobných podmínek, jako při zkouškách nesymetrického ozubení. Porovnáván byl jednak nízkoviskózní širokorozsahový (multigrade) olej Gyrol viskozitní klasifikace SAE 75W LF, používaný v převodovkách osobních vozů Škoda jako „celoživotní“ náplň a olej Fuchs Titan SAE 85W-140 pro silně namáhané převody.

Měření hluku a vibrací byla vyhodnocena metodami synchronní a souběžové filtrace. Na obrázku 4 je příklad řádové sumace rozběhové zkoušky pro ozubení pastorku (hluk). Snadno lze určit vrcholy 1. a 2. harmonické zubové frekvence. Ve smyslu otáčení 1 jsou vždy měřené parametry horší, což svědčí o tom, že převodovka byla převážně provozována v tomto smyslu.

Jak je z výsledků zřejmé, převodovka naplněná olejem s nižší viskozitou vykazuje jen nepatrně zvýšenou celkovou hladinu hluku i hluku ozubení. Potvrdila se vysoká viskozitní stabilita moderních „multigrade“ převodových olejů a jejich opodstatněné používání v převodových mechanismech. Oleje s vyšší viskozitou mají své místo v převodovkách trvale provozovaných za vyšších teplot a zatížení, umožňují omezení vzniku a šíření pittingu a současně pokles vyzařovaného hluku.

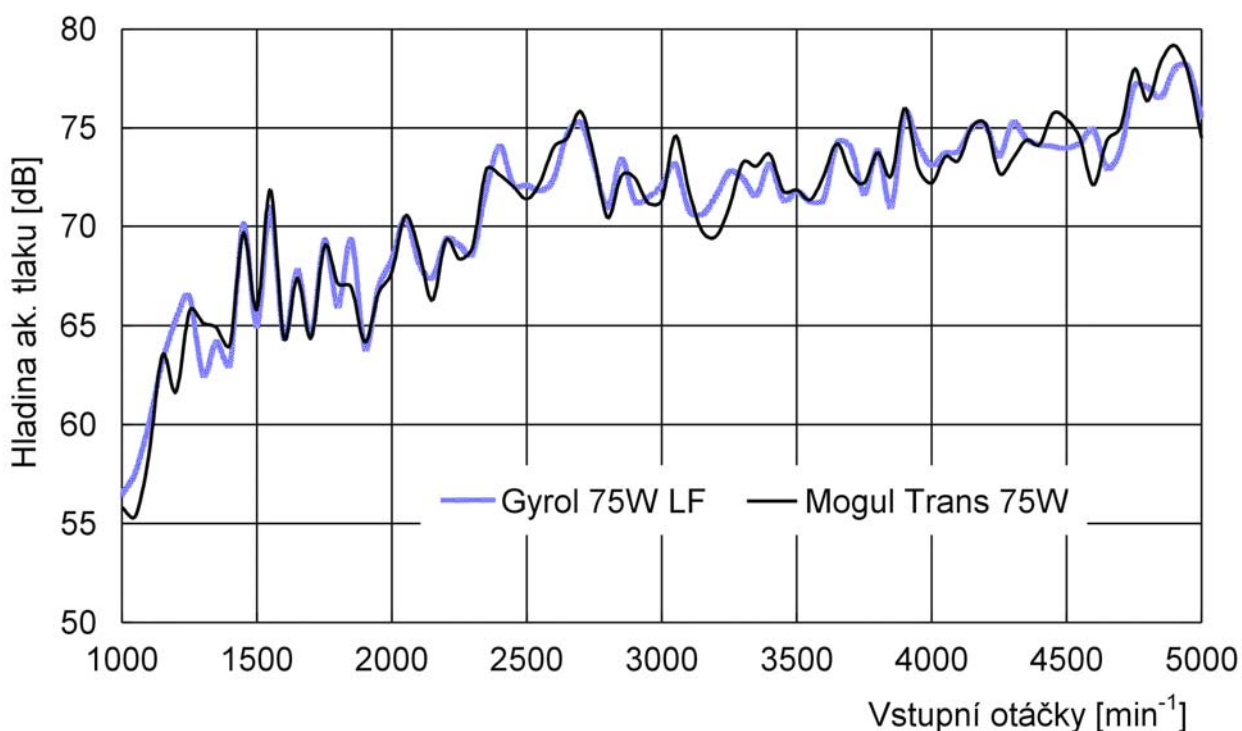


Obr. 4 Řádová sumace hluku pastorku v obou olejích.

### 5.3 VLIV MAZACÍHO OLEJE NA HLUK

Cílem experimentu bylo posoudit vliv mazacího oleje na hluk převodovky Škoda SK 14H. Pro zkoušku byly vybrány oleje Gyrol 75W LF (Paramo a. s., Pardubice) a Mogul Trans 75W (Koramo a. s., Kolín). Oba oleje jsou moderní multigrade převodové oleje viskozitní specifikace SAE 75W, výkonnostní třídy API GL4, určené pro celoživotní náplň. Jako hlavní typ zkoušky bylo zvoleno měření akustického tlaku při postupně se zvyšujících vstupních otáčkách se souběžovou filtrací. Současně byla prováděna digitální synchronní filtrace průměrováním v časové oblasti s následnou analýzou. Z důvodů omezení vlivu záběhu a opotřebení během zkoušky byla měření prováděna dvakrát.

Na obrázku je uvedeno srovnání trackingových diagramů pro ozubení stálého převodu v režimu na 5. převodový stupeň v hnacím smyslu. U zkoušených variant mazacích olejů nebyly žádné měřitelné rozdíly. Podobný charakter měly záznamy všech ostatních měřených režimů. Střední hodnoty celkového hluku, trackingů řazeného i stálého převodu, ani výsledky řádové sumace nepřekročily vzájemně rozdíl 1 dB. Závěrem lze tedy konstatovat, že vliv různé značky mazacího oleje stejné viskozitní třídy na hlučnost převodovky SK 14H v průběhu opakované zkoušky nepřekročil úroveň chyby měření a lze ho považovat za nevýznamný.



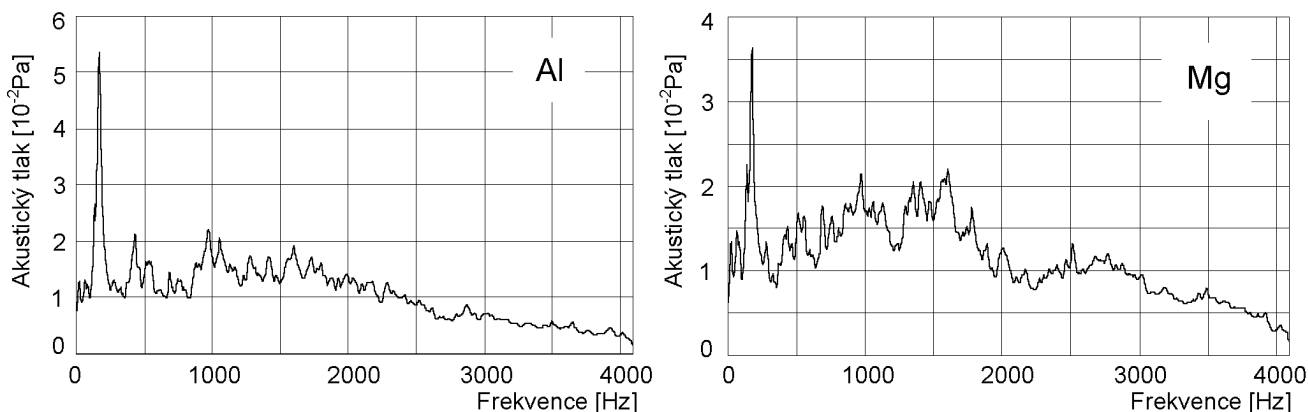
Obr. 5 Porovnání průměrované souběžové filtrace stálého převodu pro oba oleje (5. převodový stupeň, hnací smysl).

## 5.4 VLIV MATERIÁLU PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ NA HLUK

Cílem experimentu bylo porovnat hlukovou emisi převodovky MQ 200 koncernu VW s převodovou skříní z hliníkové (označované dále jako Al) a hořčíkové slitiny (Mg). Nejprve byla realizována zkouška se skříní z hliníkové slitiny, následně byly ve Škoda Auto a. s. veškeré mechanické díly přemontovány do skříně z hořčíkové slitiny. Srovnávané varianty skříní nebyly tvarově zcela identické.

Pro účely srovnání byla zvolena kvazistatická rozběhová zkouška se souběhovou a synchronní filtrací na 2. až 5. převodový stupeň. Na obr. 6 jsou průběhy odezev rezonanční struktury obou převodovek, získané průměrováním veškerých provedených měření na dané převodovce v obou směrech zatížení. Rozdíly mohou být dány jednak materiálem, ale také tím, že obě skříně nejsou plně identické. V nízkofrekvenční oblasti do 500 Hz se projevují především problémy vlastního zkušebního zařízení. Skutečné rezonanční frekvence převodovky leží za touto hranicí. Střední hodnoty výkonových sumací hladin akustického tlaku sledovaných veličin pro oba režimy i všechny řazené převody, včetně výsledků řádové sumace nepřekročily rozdíl 1 dB, což lze považovat za nevýznamné.

Vzájemné srovnání průběhů křivek umožňuje posoudit, na jakých frekvencích lze očekávat problémy s vlastními frekvencemi jednotlivých komponentů. Průběhy jsou získány průměrováním všech provedených měření na těchto převodovkách. Ukazuje se, že i pouhá změna materiálu skříně převodovky může modifikovat dynamickou strukturu převodovky a tím způsobit změnu hlukové emise. V žádném případě však nebyl zaznamenán významnější přínos ekonomicky náročnější elektronové skříně.



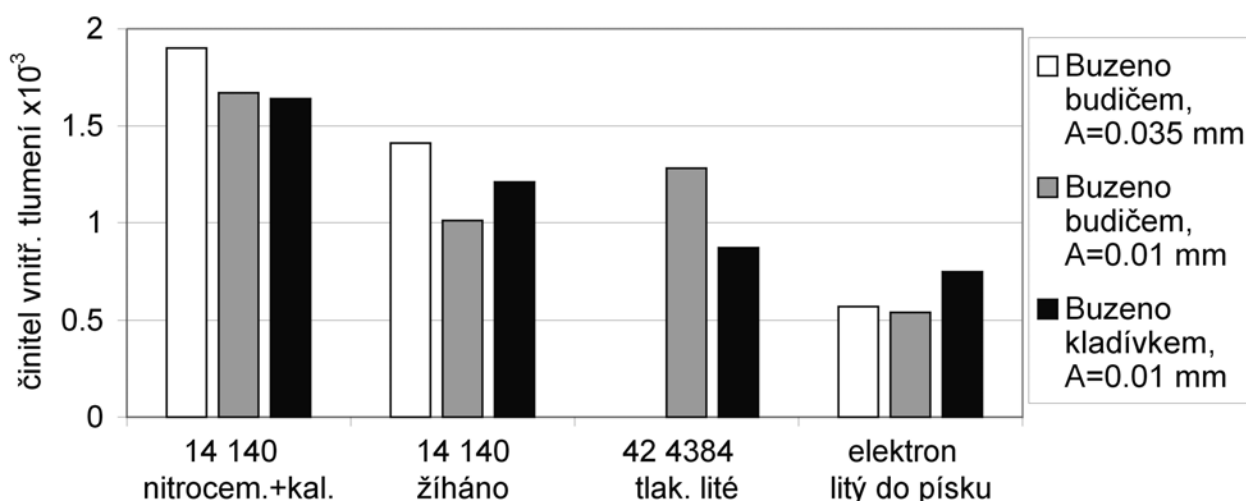
Obr. 6 Průběhy odezvy rezonanční struktury pro obě varianty

### 5.4.1 Měření činitele vnitřního tlumení

Účelem měření bylo stanovení činitele vnitřního tlumení hliníkové slitiny používané v současnosti na převodové skříně osobních vozů Škoda a nově zaváděné hořčíkové slitiny. Výsledky sloužily jako vstupní informace pro účely matematického modelování MKP. Podrobně je celý experiment popsán v [A3]. Pro měření byla užita starší měřicí aparatura firmy B&K – přístroj pro měření komplexního modulu pružnosti typ 3930, vybuzení sinusovým signálem a rázově.

Vzorky byly z oceli 14 140 ve stavu nitrocementovaném a kaleném, jak je tento materiál používán na ozubená kola a hřídele, a ve stavu žíhaném. Další vzorky byly z lehkých slitin používaných na odlitky převodových skříní osobních vozidel. Jednalo se hliníkovou slitinu pro tlakové lití 42 4384 a slitinu hořčíku (bližší specifikace nebyla uvedena). Na obr. 7 jsou do grafu vyneseny zjištěné hodnoty činitele vnitřního tlumení. Velký rozdíl proti hodnotám uváděným v literatuře svědčí o nízké přesnosti zjištěných hodnot. Jako srovnávací je takové měření vyhovující.

Vzorek žíhané oceli vykazuje menší hodnotu činitele vnitřního tlumení, než tentýž vzorek po nitrocementaci a kalení. Je možné, že se zde příznivě projevil vliv velmi tvrdých tenkých povrchových vrstev při ohybovém kmitání. U lehkých kovů je závěr jednoznačný – hořčíková slitina vykazuje výrazně menší tlumení a přibližně poloviční mez pevnosti oproti slitině hliníkové.



Obr. 7 Výsledky měření činitele vnitřního tlumení na stojánku B&K

Pro další měření byl sestaven nový, dostatečně tuhý měřicí přípravek. Použitím snímače SCHENCK IN-081 se zamezilo ovlivnění vzorků magnetickým polem. Vyhodnocení probíhalo nikoliv z absolutní amplitudy průhybu, ale z jednotné hladiny napětí. Vzorky lehkých slitin byly tentokrát vyrobeny z materiálů na litá kola vozidel (dural a elektron odlišného složení, než při předchozím měření). Vlivem odstranění nedostatků došlo k zpřesnění výsledků, viz. tab. 2, kde jsou uvedeny průměrné hodnoty z deseti měření. Značnou roli sehrává změna metodiky vyhodnocení, což je dáno závislostí vlastností některých materiálů na zatížení (uplatňují se jiné složky tlumení). Útlumové vlastnosti kovů jsou omezené, nelze však zanedbat jejich vliv na modální parametry. Popsaná metodika umožňuje na jednoduchém zařízení zjišťovat některé mechanické vlastnosti materiálů. Programové vybavení dovoluje analyzovat vnitřní tlumení materiálů v závislosti na deformaci (resp. napětí) z jediné zkoušky.

Zkoumaný materiál	14 140 nitroc. + kal.	14 140 žíháno	dural „2“ ČSN 42 4911.10	elektron „2“
$\eta \times 10^{-3}$	0,042	0,040	0,66	0,50

Tab. 2 Výsledky měření činitele vnitřního tlumení na novém přípravku.

## 6 ZÁVĚR

Práce je zaměřena do oblasti analýzy a hodnocení hluku a vibrací ozubených převodovek. Aby bylo možné zabývat se souvislostmi, bylo nejprve nutné vymezit základní pojmy z jednotlivých oborů (evolventní ozubení, zdroje a příčiny hluku převodovek, hluk a vibrace, měření a hodnocení hluku). Analýza současného stavu v oblasti měření hluku převodovek poukázala na dva základní přístupy v této oblasti. Poměrně málo rozšířené měření chyby převodu ozubení, jakožto hlavní příčiny vibroakustické emise, vyžadující nákladné zařízení a odbornou znalost obsluhy, a samotné měření hluku, resp. vibrací. To je v praxi poměrně rozšířené, především díky dostupné technice, je však nutné dodržovat několik základních pravidel.

V případě měření vibrací je důležitá správná volba měřícího místa. Měření hluku naproti tomu podobný problém prakticky nezná, vyžaduje však určité akustické podmínky. Na základě řady realizovaných experimentů lze učinit několik jednoznačných závěrů a doporučení. Především je nutné provádět vibroakustická měření převodovek pod zatížením pokud možno v celém rozsahu provozních otáček, aby bylo postihnuto jednak chování ozubení v reálných podmínkách a současně modální projevy převodovky. Z tohoto pohledu je vhodným typem testu rozběhová zkouška. Pokud je sledováno samotné ozubení, je vhodné zajistit během měření synchronní snímání signálu v závislosti na otáčkách (tacho signál), aby mohla být prováděna souběhová, resp. synchronní filtrace a následně řádová analýza.

Z hlediska hodnocení hluku převodovek je dnes standardní formou multispektrum. Jedná se sice o komplexní popis měřené převodovky, na druhé straně zjevně vyžaduje jisté odborné znalosti. Zkoumání hluku ozubení vyžaduje další analýzy. Použití synchronní filtrace umožňuje např. sledovat průběh odezvy záběru průměrného zubu. Cílem této práce bylo mj. nalezení vhodného způsobu posouzení a popisu vibroakustické emise ozubeného převodu. Proto byla zavedena metoda řádové sumace rozběhové zkoušky, která umožňuje identifikovat zvolené ozubené soukolí v převodovce a přehledně zobrazit míru měřené veličiny (akustický tlak nebo vibrace) příslušného ozubení bez vlivů otáčkově závislých projevů dalších komponent převodovky. Touto metodou byl mj. prokázán jednoznačný přínos celočíselného součinitele záběru profilu na hluk přímého ozubení (kap. 5.1).

Prováděn byl výzkum vlivu mazacích olejů na hluk převodovky, který potvrdil předpoklad snížení hluku použitím viskóznějšího oleje a naopak neměřitelný rozdíl s oleji stejné viskozitní klasifikace. Sledován byl vliv materiálu převodové skříně na hluk. Navržený postup měření a vyhodnocení činitele vnitřního tlumení je levnou a pohotovou metodou, umožňující získat potřebné materiálové charakteristiky.

Vytýčené cíle disertační práce je možné považovat za splněné. Práce shrnuje současné poznatky, zohledňující vibroakustické hledisko při návrhu převodovek, uvádí přehled metod měření a analýzy hlukových a vibračních projevů převodových agregátů a navrhuje vhodný způsob měření a hodnocení za použití standardních a dostupných prostředků.



## 7 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] APETAUR, M. - RÁFL, J. *Konstrukce automobilů: díl I – hluk motorových vozidel*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1994. 149 s.
- [2] BENEŠ, Š. – TOMEH, E. *Metody diagnostiky valivých ložisek*. 1. vyd. Liberec: VŠ strojní a textilní v Liberci, 1991. 55 s. ISBN 80-7083-078-6.
- [3] CREMER, L. - HECKL, M. – UNGAR, E. E. *Structure-Born Sound*. 2nd printing. Berlin (Germany): Springer-Verlag Berlin, 1988.
- [4] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka: 1. svazek*. 13. upr. vyd. Praha: SNTL, 1977. 1295 s.
- [5] DRAGO, R. J. How to Design Quiet Transmissions. In *Gear Design AE-15, Manufacturing and Inspection Manual, SAE Int. USA*, 1990. s. 205-212.
- [6] HINZ, M. *Das akustische Abstrahlverhalten von Pkw-Schaltgetrieben*. Dissertation. Technische Universität Carolo-Wilhelmina, FME. Braunschweig: Technischen Universität zu Braunschweig, 1998. 148 s.
- [7] HOUSER, D. R. The Root of Gear Noise – Transmission Error, In *Power Transmission Design*. 1985, No.5, s. 27-30.
- [8] KOHLER, H. *Gear Dynamics*. Burton on Trent (UK): BRITISH GEAR ASSOCIATION, December 1988. [cit. 2003-05-28]. Dostupné z URL <[http://www.bga.org.uk/publish/techpub/techpubdownld/002/002\\_1.pdf](http://www.bga.org.uk/publish/techpub/techpubdownld/002/002_1.pdf)>.
- [9] KOHLER, H. *Gear Noise and Vibrations*. Burton on Trent (UK): BRITISH GEAR ASSOCIATION, 1988. [cit. 2003-05-28]. Dostupné z URL <[http://www.bga.org.uk/publish/techpub/techpubdownld/003/003\\_1.pdf](http://www.bga.org.uk/publish/techpub/techpubdownld/003/003_1.pdf)>.
- [10] MIŠUN, V. *Vibrace a hluk*. 1. vyd. Brno: FS VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. 177 s. ISBN 80-214-1262-3.
- [11] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [12] MUNRO, R. G. - KOHLER, H. *Gear Kinematics*. Burton on Trent (UK): BRITISH GEAR ASSOCIATION, 1989. [cit. 2003-05-28]. Dostupné z URL <[http://www.bga.org.uk/publish/techpub/techpubdownld/009/009\\_1.pdf](http://www.bga.org.uk/publish/techpub/techpubdownld/009/009_1.pdf)>.
- [13] NĚMČEK, M. Aktivní a adaptivní ozubené převody. In *XXLII mezinárodní vědecká konference Kateder částí a mechanismov strojov: Zborník referátov*. Zvolen: TU vo Zvoleně, 2002. ISBN 80-228-1174-2. s. 157-160.
- [14] NOVÝ, R. *Hluk a chvění*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1995. 389 s. ISBN 80-01-01306-5.
- [15] PÍŠEK, F. – JENÍČEK, L. – RYŠ, P. *Nauka o materiálu I: Nauka o kovech, 2. svazek: Vlastnosti kovů*. Praha: Academia nakladatelství ČAV, 1968. 1002 s. Č. 509-21-875.
- [16] PUŠKÁR, A. *Vnútorné tlmenie materiálov*. 1. vyd. Žilina: VŠ Dopravy a Spojov v Žiline, 1995. ISBN 80-7100-260-7.
- [17] RACH, J. *Beitrag zur Minimierung von Klapper und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben Vorgelegt*. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 1998. 129 s. ISBN 3-921920-79-5.

- [18] SMITH, J., D. *Gear noise and vibration*. 1st printing. New York: Marcel Dekker, Inc., 1999. 186 s. ISBN 0-8247-6005-0.
- [19] ŠALAMOUN, Č. – SUCHÝ, M. *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1990. 468 s. ISBN 80-03-00532-9.
- [20] TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1997. 174 s. ISBN 80-901936-1-7.
- [21] TŮMA, J. Měření chyby převodu převodovek s ozubenými koly. In *Inženýrská mechanika 2002: Sborník národní konference s mezinárodní účastí Svratka 2002* [CD-ROM]. Brno: UMT FSI VUT v Brně, 2002. ISBN 80-214-2109-6.
- [22] VAŇKOVÁ, M. *Hluk, vibrace a ionizující záření – část I*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, s.r.o., 1995. 140 s. ISBN 80-214-0695-X.
- [23] WEIDNER, G. – LECHNER, G. Rattling Vibrations in Automotive Transmissions. In *Proceedings of the International Conference on Motion and Power Transmissions*. Hiroshima (Japan), 1991.
- [24] ŽIARAN, S. *Znižovanie hluku a kmitania*. 1. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 1997. 267 s. ISBN 80-227-1009-1.

## 8 AUTOROVY PUBLIKACE Z DANÉ OBLASTI

- [A1] MAZŮREK, I. - DOČKAL, A. Expertní systém pro posouzení kmitočtového spektra vibrací. In *Sborník přednášek mezin. konference TD2000 - Diagon'98*. Zlín: Academia centrum FT VUT, 1998. ISBN 80-214-1093-0. s. 80-83.
- [A2] DOČKAL, A. Vliv měřicího místa při vibrodiagnostice převodovek. In *Sborník přednášek XXXIX. konference kateder částí a mechanismů strojů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998. ISBN 80-7083-295-9. s. 75-78.
- [A3] DOČKAL, A. Vliv tepelného zpracování na útlumové vlastnosti materiálu. In *Sborník přednášek národní konference s mezinárodní účastí Aplikovaná mechanika '99*. Brno: Ústav mechaniky těles FS VUT, 1999. s. 29-34.
- [A4] MAZŮREK, I. - DOČKAL, A. - HOLÝ, J. Hodnocení hluku vybraného soukolí oz. převodovky. In *Sborník přednášek mez. konference TD2000 – Diagon 2000*. Zlín: Academia c., 2000. ISBN 80-214-1578-9. s. 216-221.
- [A5] DOČKAL, A. - MAZŮREK, I. Evaluation of Noise of the Selected Gearing in a Gearbox. In *Kolokvium: Diagnostika a aktivní řízení 2000 +* [CD-ROM]. Třešť: VUT v Brně, 2000. ISBN 80-214-1665-3. s. 11-12.
- [A6] MAZŮREK, I. - DOČKAL, A. Vibroakustická diagnostika zubových převodů. In *Zborník referátov: XLI. konferencia kateder částí a mechanismov strojov*. Košice: Dom techniky ZSVTS s. r. o. – C PRESS, 2000. ISBN 80-7099-480-0. s. 208-211.
- [A7] DOČKAL, A. Měření hlučnosti vybraného ozubeného soukolí ve vícecestupňové převodovce. In *II. Sborník příspěvků doktorandů – Pedagogicko-vědecká konference 5. – 6. prosince 2000*. Brno: FSI VUT v Brně, 2000. ISBN 80-214-1764-1. s. 57-60.

- [A8] MAZŮREK, I. – DOČKAL, A. – VENCLÍK, J. *Ekologická optimalizace mechanické převodovky: závěrečná zpráva grantového projektu GAČR č. 101/99/1490*. Brno, 2001, 50 s. VUT Brno – FSI, Ústav konstruování, TribAG, č. zprávy 3293-VT-3/01.
- [A9] MAZŮREK, I. – DOČKAL, A. – HOLÝ, J. Porovnání hlukové emise automobilové převodovky s obalem z hliníkové a hořčíkové slitiny. In *Sborník přednášek mezinárodní konference TD 2001- DIADON 2001*. Zlín: Academia centrum UTB, 2001. ISBN 80-7318-005-7. s. 97-100.
- [A10] DOČKAL, A. – MAZŮREK, I. Vliv oleje na ekologické parametry převodovky. In *Sborník referátů XLII. Mezinárodní konference kateder částí strojů a mechanismů*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-919-0. s. 41-44.
- [A11] VENCLÍK, J. - DOČKAL, A. – SMOLKA, M. Porovnání čelních evolventních soukolí se symetrickým a nesymetrickým profilem zubů z hlediska jejich únosnosti v dotyku. In *Sborník referátů XLII. Mezinárodní konference kateder částí strojů a mechanismů*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-919-0. s. 309-313.
- [A12] DOČKAL, A. - MAZŮREK, I. - VENCLÍK, J. Vliv součinitele trvání záběru na vibroakustické parametry převodovky. In *Sborník přednášek 25. Mezinárodní konference TD 2002 – DIAGON 2002*. Zlín: Academia centrum Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, 2002. ISBN 80-7318-076-6. s. 26-30.
- [A13] DOČKAL, A. – VENCLÍK, J. Porovnání čelních evolventních soukolí se symetrickým a nesymetrickým profilem zubů z hlediska jejich hlučnosti. In *Zborník referátov: XLIII. medzinárodná vedecká konferencia Katedier častí a mechanismov strojov, Hotel BIENĽ, Bienska dolina*. Bienska dolina (Slovenská republika): TU vo Zvolene, 2002. ISBN 80-228-1174-2. s. 190-193.
- [A14] DOČKAL, A. - MAZŮREK, I. - ŠINDELÁŘ, M. Ověření nové metody posuzování hlučnosti převodovek. In *Acta Mechanica Slovaca*. 2002, ročník 6, č. 2/2002. Košice (Slovenská republika): Strojnícka fakulta, Technická univerzita Košice, 2002. ISSN 1335-2393. s. 47–50.
- [A15] VENCLÍK, J. - DOČKAL, A. Porovnání čelních evolventních soukolí se symetrickým a nesymetrickým profilem zubů z hlediska jejich hlučnosti a únosnosti v dotyku. In *Proceedings of the Abstracts, 6th International Conference Dynamics of Gear Drives [CD-ROM]*. Závažná Poruba (Slovenská republika): Slovak University of Technology in Bratislava, 2002. ISBN 80-227-1708-8. s. 44.
- [A16] DOČKAL, A. Měření točivého momentu na hřídeli za rotace. In *FSI Junior konference Brno 2002 [CD-ROM]*. Brno: VUT v Brně Fakulta strojního inženýrství, 2002. ISBN 80-214-2290-4. s. 33-37.

## 9 CURRICULUM VITAE

### Osobní údaje:

Ing. Aleš Dočkal, nar. 1973 v Brně. Trvalé bydliště: Foerstrova 4, 616 00 Brno.

### Vzdělání:

- 1997 – 2000 Doktorandské studium na Ústavu konstruování FSI VUT v Brně. Téma disertační práce: „Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise“. Rigorózní zkouška složena dne: 19. 12. 2000.
- 1996 – 1997 VUT v Brně, Fakulta strojní, Ústav dopravní techniky, obor Dopravní a manipulační technika, specializace Stroje a zařízení pro manipulaci. 4. ročník ukončen, bez zápisu do dalšího ročníku.
- 1991 – 1996 VUT v Brně – FS, Ústav dopravní techniky, obor Dopravní a manipulační technika, specializace Motorová vozidla. Téma diplomové práce: Zkušební stav pro hlukové zkoušky agregátu Š 791. Datum a výsledek státní zkoušky: 17. 6. 1996, výborně.
- 1987 – 1991 Střední průmyslová škola strojnická, Kotlářská 9, Brno. Specializace: Provozoschopnost výrobních strojů a zařízení.

### Praxe:

Od r. 2000 FSI VUT v Brně, asistent.

### Výuka:

Základní kursy – cvičení: Základy konstruování I a II, Konstr. a CAD, CAD.  
Specializace – přednášky a cvičení: Technické a programové vybavení PC, Geometrické modelování,  
– cvičení: Experimentální metody.

### Výzkumná činnost – účast na řešených grantových projektech:

- 2003 Mechanický excitátor pohonných soustav (Fond vědy FSI VUT v Brně)  
2002 Měření točivého momentu na hřídeli za rotace (Fond vědy FSI VUT v Brně)  
1999 – 2001 Účast na řešení grantového úkolu „Ekologická optimalizace mechanické převodovky“, GAČR 101/99/1490, Grantová agentura České republiky, hl. řešitel Doc. Ing. I. Mazůrek, CSc.  
2001 Snímací jednotka pro měření dynamických parametrů vozidla za jízdy (Fond vědy FSI VUT v Brně)  
2000 Měření hlučnosti vybraného ozubeného soukolí ve vícestupňové převodovce (Fond vědy FSI VUT v Brně)  
1999 Zkušební převodovka pro zkoušky ozubení (Fond vědy FSI VUT v Brně)  
1998 Dokmitová analýza odpružení automobilu (Fond pro vědy a umění VUT v Brně, spoluřešitel)  
1998 Snímání jízdních parametrů automobilu (Fond vědy FS VUT v Brně)

### Jazykové znalosti:

Angličtina, ruština.

## 10 ABSTRACT

The submitted thesis focuses on the issue of origin and estimation of noise of gearboxes with gear wheels and effects of design and material on a reduction of vibroacoustic emission. There are shown actual methods of measuring and evaluation of vibroacoustic emission of gearing mechanism and a suggestion for new evaluation criteria.

This thesis is subdivided into four main articles. There are discussed roots and sources of noise of gearbox in the first chapter. After a brief overview of chosen terms from an area of involute gearing, a description of problems associated with a meshing follows. This includes a theory of a transmission error, which is thought as a main reason for gearbox noise at present. In addition there is described the principle of dynamic forces transmission from gearing into surroundings.

The following chapter deals with possibilities of gearbox noise reduction especially a tooth shape design and modifications with reference to removing or suppression of manufacturing inaccuracy and meshing inequality. The attention is paid also to an internal damping of metal materials. Among other possibilities for noise level lowering there are introduced the design changes of toothed wheels, conceptual configuration allowing decrease in power transmitted by one gear set, covering, active noise control and influence of lubricant oil.

The next part concerns on a summary of methods for measuring and an evaluation of gearbox vibroacoustic parameters. A survey of fundamental terms from this area contains general equations for signal analysis in time and frequency domain. Together with a common method of signal analysis, for example tracking and signal enhancement, moreover a new method of order analysis of running-up test (called Order summation) is presented. This method allows an explicit appreciation of selected gearing during running-up test without undesirable resonance. There are briefly mentioned localization methods and modal analysis.

The results of the experiment, realized with the view of verification of influence of chosen design or functional changes and methods for measuring and evaluation, are included in conclusion. First there is introduced a description of measuring workplace and used gearboxes. Specifications of separate implemented tests follow, always supplemented by discussion of measured results. For example an influence of integer transverse contact ratio, oil viscosity, material and technology of gearcase production was watched.

The main objective of the thesis was to find and experimentally confirm the influence of selected design changes of the mechanical gearboxes with gear wheels on its noise. For these purposes the new method of Order summation for evaluation of vibroacoustic parameters of gear mesh was designed and verified. One of the advantages of this method is its communicableness and intelligibility for wide technical community. Elaborated methodology of measurement and evaluation of the internal damping coefficient is low-cost and available way for finding some material characteristic, which is necessary for computational modeling. The results of realized experiments could be used for design optimization of gearboxes.