



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MECHANICAL ENGINEERING

DIAGNOSTIKA PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

TRANSMISSION DIAGNOSTICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ROMAN ZAJAC

VEDOUČÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. ALEŠ PROKOP

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Roman Zajac

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Diagnostika převodových ústrojí

v anglickém jazyce:

Transmission Diagnostics

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na přehled jednotlivých metod diagnostiky převodových ústrojí se zaměřením na vibrace a hluk.

Cíle bakalářské práce:

Cílem bakalářské práce je vypracování rešerše v oblasti metod diagnostiky převodových ústrojí se zaměřením na vibrace a hluk.

Práce musí obsahovat:

1. Současný přehled používaných způsobů diagnostiky převodových ústrojí.
2. Rozdělení jednotlivých metod dle zvolených kritérií.
3. Rámcový návrh procesu diagnostiky se zaměřením na vibrace a hluk, aplikovaný na zvolenou převodovku.

Seznam odborné literatury:

- [1] SMETANA, C., a kol. Hluk a vibrace: měření a hodnocení, Praha: Sdělovací technika, 1998. 1. vyd. 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [2] BILOŠ, J., BILOŠOVÁ, A.: Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část vibrační diagnostika. 1. vyd. Ostrava, 2012, 142 s. ISBN 978-80-248-2755-1
- [3] SMITH, J., D. Gear noise and vibration. 1st printing. New York: Marcel Dekker, INC., 1999. 186 s. ISBN 0-8247-6005-0.
- [4] Elektronické zdroje: databáze Knovel, Science Direct, SpringerLink.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Aleš Prokop

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 30.10.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Hlavným obsahom bakalárskej práce je popísanie diagnostiky v oblasti vibrácií a hluku vznikajúcich v prevodových ústrojoch výhradne u osobných automobilov. V dokumente sú popísané jednotlivé meracie prístroje, konkrétne merané veličiny a merací mechanizmus.

KLÍČOVÉ SLOVÁ

Automobilová prevodovka, diagnostika, analýza, vibrácie, hluk.

ABSTRACT

The main content of thesis is to describe the diagnostics of vibration and noise arising in the transmission device meant for cars. The document describes the different measuring instruments, namely the measured quantities and measuring device.

KEYWORDS

Automobile transmission, diagnostics, analysis, vibration, noise.



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ZAJAC, R. *Diagnostika převodových ústrojí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 48 s. Vedúci bakalárskej práce Ing. Aleš Prokop.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ho samostatne pod vedením Ing. Aleša Prokopa a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 11. mája 2015

.....

Roman Zajac



POĎAKOVANIE

Chcel by som poďakovať vedúcemu bakalárskej práce Ing. Alešovi Prokopovi za mnoho prospešných rád a správnych dotazov počas písania tejto práce.



OBSAH

Úvod	9
1 Automobilová prevodovka	10
1.1 Základné rozdelenia automobilových prevodoviek	10
1.2 Konštrukcia prevodovky	10
1.2.1 Prevodovka 02K	11
1.2.2 DSG prevodovka	12
2 Zdroje vibrácií a hluku v automobilovej prevodovke	14
2.1 Vibrácie od ozubených kolies	14
2.2 Vibrácie zapríčinené ložiskami a hriadeľmi	15
2.3 Vplyv vôle a ostatné zdroje hluku	15
2.4 Vlastné frekvencie, rezonancie v prevodovke	17
2.5 Šírenie vibrácií do výsledného hlukového prejavu – prenosová cesta	17
3 Diagnostika automobilovej prevodovky	19
3.1 Meranie vibrácií	21
3.1.1 Merané veličiny pri vibrácii	21
3.1.2 Meracie prístroje	23
3.2 Meranie hluku	29
3.2.1 Merané veličiny	29
3.2.2 Meracie prístroje	31
Merací mechanizmus	33
3.3 Vyhodnocovacie systémy - fft a cpb analyzátory	33
4 Aplikácia diagnostiky na zvolenú prevodovku	36
Záver	42
Zoznam použitých skratiek a symbolov	46



ÚVOD

Vo všeobecnosti automobily a súladne s nimi všetky ich mechanické súčasti (prevodové ústroje, nápravy, diferenciály,...) sú jedným z najrýchlejšie sa rozvíjajúcim produktom na priemyselnom trhu. Je to z veľkej miery spôsobené aj vďaka obrovskému dopytu náročných klientov na lepšie, omnoho výkonnejšie, spoľahlivejšie a v neposlednej miere aj cenovo dostupnejšie automobily. Na automobilové fabriky a najmä na ich vývojársko-konštruktérsku „elitu“ je tak vyvíjaný sústavný tlak navrhnuť vždy o niečo sofistikovanejší model.

Z tohto dôvodu k dlhému návrhovému a výrobnému procesu v neposlednej miere patrí celý rad diagnostík a výskumov. Práve vďaka špecifickej a hlavne správnej voľbe diagnostiky sme schopní sa v prvom rade vyvarovať predchádzajúcim chybným riešeniam. Diagnostikami sú eliminované mnohé nežiaduce javy (nadmerné vibrácie, hluk, prehrievanie materiálu, poškodenia súčastí vplyvom zaťažovania,...), ktoré sa ďalej v zabehnutej praxi môžu objavovať.

Cieľom tejto bakalárskej práce bolo vypracovanie akejsi rešeršnej správy ohľadom metód diagnostiky výhradne prevodových automobilových ústrojov s bližším zameraním na vibrácie a hluk. Zoznámenie sa so zaužívanými meracími metódami, prístrojmi a hlavne ich korektné aplikovanie na správnych miestach automobilovej prevodovky bolo prioritou.



1 AUTOMOBILOVÁ PREVODOVKA

Je to technický mechanizmus, ktorého hlavným účelom je prenášať a zároveň meniť veľkosť točivého momentu motora – mechanický menič veľkosti točivého momentu. Umožňuje zmenu otáčok hnacích kolies (radenie prevodových stupňov), beh motora naprázdno (zaradenie „neutrálu“) a samozrejme zmenu zmyslu otáčania hnacích kolies (tzn. zaradenie spätného rýchlostného stupňa) [1].

1.1 ZÁKLADNÉ ROZDELENIA AUTOMOBILOVÝCH PREVODOVIEK

Každé automobilové prevodovky sa môžu odlišovať svojím konštrukčným, ale aj technickým prevedením. Preto ich podľa určitých technických a užívateľských aspektov vyčleňujeme:

- Na základe radenia rýchlostných stupňov
 - Prevodovky s priamym radením
 - Prevodovky s nepriamym radením
 - Prevodovky samočinné – automatické
- Na základe zmeny prevodového pomeru
 - Stupňové prevodovky
 - Plynulé prevodovky
- Na základe druhu prevodov
 - Prevodovky s ozubenými kolesami
 - Dvojhriadeľové – tzv. nesúose
 - Trojhriadeľové – tzv. koaxiálne, súosé
 - Viachriadeľové – čoraz častejšie sa vyskytujúce pri nových automobiloch, v ktorých je prevodovka uložená naprieč.
 - Planétové – dodnes používané predovšetkým u amerických vozidiel. Umožňujú zmenu prevodu pod zaťaženie.
 - Prevodovky s remeňovým prevodom (točivý moment je prenášaný trením)
 - Hydrostatické prevodovky
 - Prevodovky s hydrodynamickým meničom
 - Prevodovky s elektrickými prevodmi
 - Trecie prevodovky

Predchádzajúce rozdelenie je vypracované aj prostredníctvom [2] a [11].

1.2 KONŠTRUKCIA PREVODOVKY

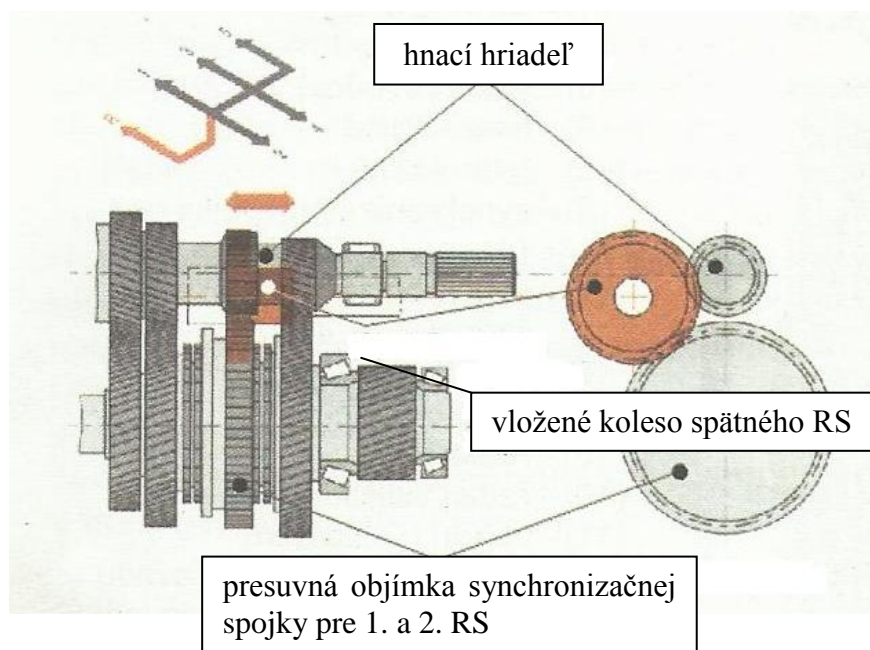
Súčasnosť nám vďaka stálemu nárastu nových a nekonvenčných technických možností poskytuje v podstate neobmedzenú škálu rôznych konštrukčných variantov v oblasti automobilových prevodoviek. Dnešnou už základnou charakteristickou črtou v automobilových prevodovkách sú všetky ozubené kolesá v stálom zábere, majú šikmé ozubenie. Jedinou výnimkou sú ozubené kolesá regresného chodu s priamym ozubením, čo prispieva aj ku hlučnejšiemu prejavu. Nutnosťou korektného záberu spočíva hlavne vo výrobnej presnosti ozubených kolies, dodržaní navrhutej tuhosti hriadeľa prevodového ústroja a tuhosti prevodovej skrine. Nesprávne dodržanie konštrukcie spomínaných súčastí môže viesť k nadmernému zaťažovaniu, ohýbaniu



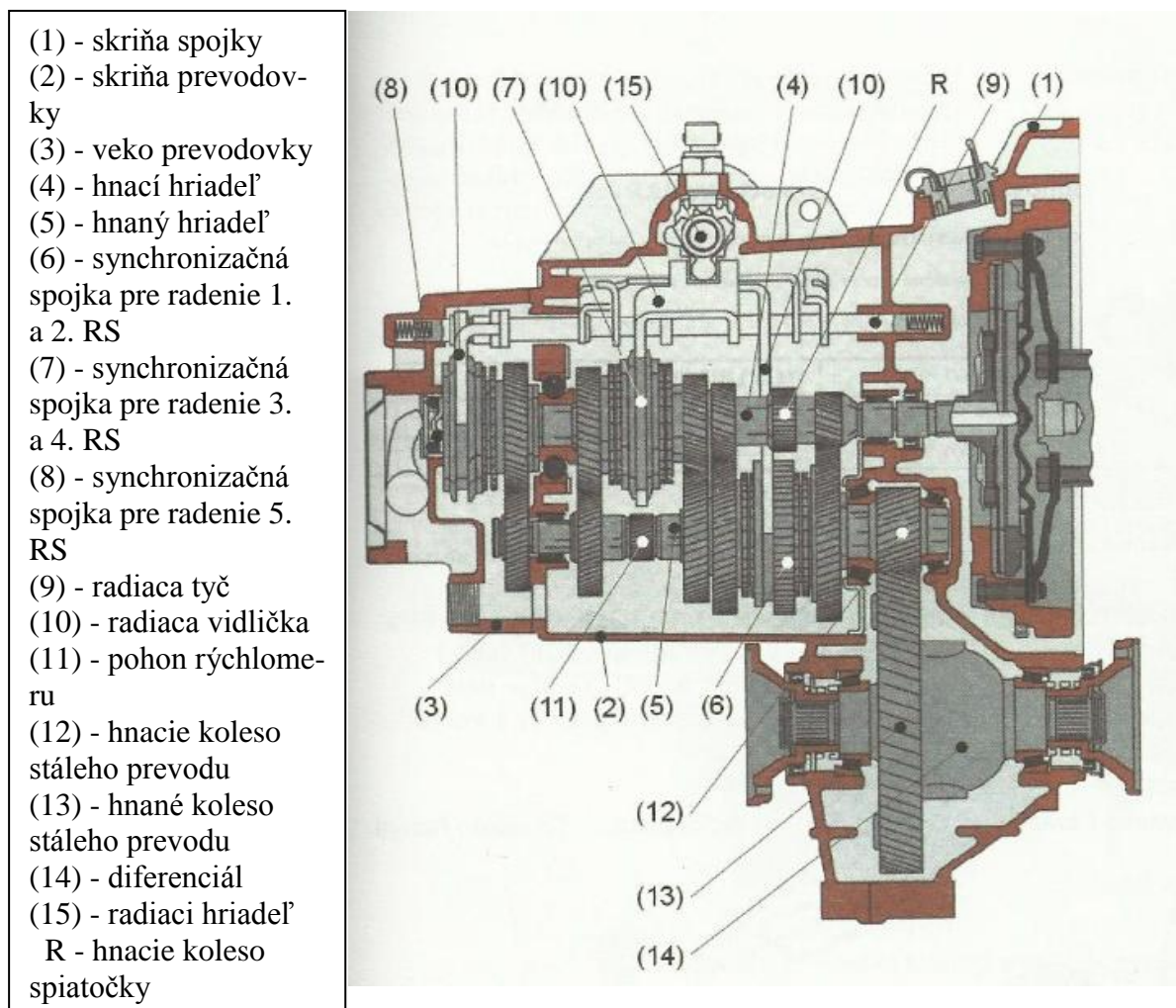
a v neposlednej miere aj k samotnej deformácii. V nasledujúcich podkapitolách si bližšie „rozoberieme“ konštrukčné prevedenia niektorých, konkrétne vybraných prevodoviek [2].

1.2.1 PREVODOVKA 02K

Mechanická dvojhriadeľová päťstupňová prevodovka sa používa pri priečne ukotvených motoroch u automobilov Škoda Octavia. Pochopiteľne jednou z hlavných a zároveň najrobustnejších častí danej prevodovky je dvojdielna skriňa spojky a samotnej prevodovky. Nemenej dôležitou časťou je vstupný, resp. hnací hriadeľ, ktorého pohyb je zaistený z oboch strán ložiskami (radiálnym guľíkovým a na druhom konci hriadeľa ihlovým ložiskom). Na hnacom hriadeľi sú uložené hnacie kolesá všetkých rýchlostných stupňov, pričom koleso tretieho, štvrtého a piateho rýchlostného stupňa nie je nepevno zaistené na vstupnom hriadeľi. Ďalej veľmi dôležitou súčasťou tohto hriadeľa sú synchronizačné spojky, ktorých hlavnou funkciou je zaistenie plynulosti v radení 3. až 5. stupňa rýchlosti. V spodnej časti je súbežne uložený výstupný hriadeľ, ktorý je v porovnaní so vstupným hriadeľom zaistený tromi ložiskami (dve kužľíkové, jedno ihlové). Čo sa týka uloženia kolies rýchlostných stupňov, tak pri hnanom hriadeľi je to presne opačne ako v predošlom prípade. To znamená, že hnané kolesá vyšších rýchlostných stupňov (3., 4., 5.) sú napevno uložené na hriadeľi a kolesám nižších rýchlostných stupňov je umožnená voľná rotácia. Základnou črtou všetkých ozubených kolies je šikmé ozubenie. Jedinou odlišnou časťou, nespádajúcou do tohto opisu je synchronizačná spojka (viď obrázok 1.2.1.1), ktorá hlavne kvôli radeniu spätočného stupňa je vybavená priamym ozubením. Veľkou výhodou tohto faktoru je prenášanie značných krútiacich momentov a zabezpečenie tichšieho priebehu radenia. Samotné radenie jednotlivých prevodových stupňov v prevodovke je sprostredkované pomocou riadiacich vidličiek upevnených na riadiacej tyči. Tá je uložená s vôľou a zaistená pružinami. Celkové konštrukčné usporiadanie všetkých častí prevodovky 02K je na obrázku 1.2.1.2 [1].



Obrázok 1.2.1.1 Radenie spätného rýchlostného stupňa prevodovky 02K [1]



Obrázok 1.2.1.2 Dvojhriadeľová päťstupňová prevodovka 02K Škoda Octavia [1]

1.2.2 DSG PREVODOVKA

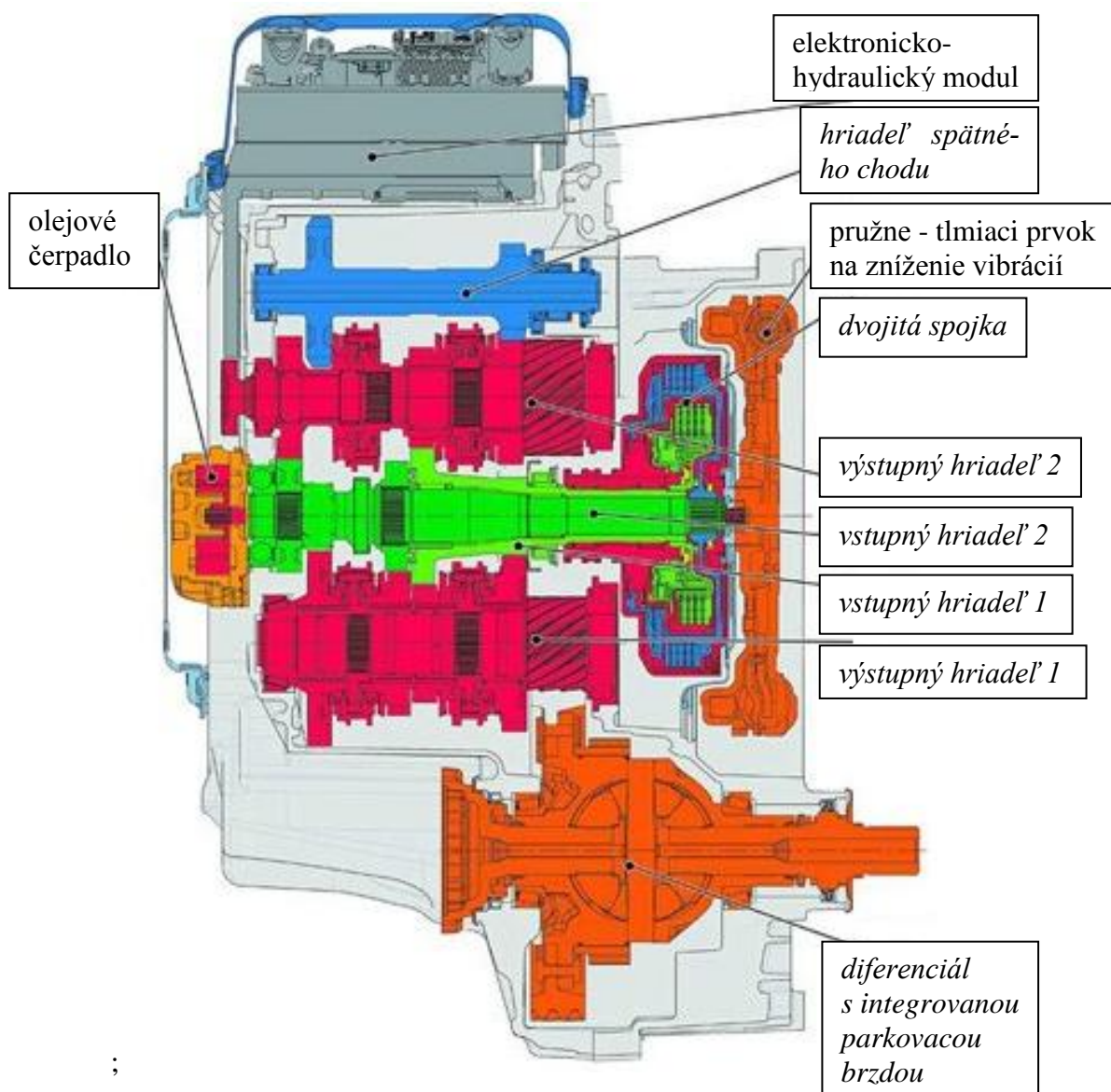
Samotná skratka DSG pozostáva z nemeckého výrazu Direktschaltgetriebe, resp. z anglického ekvivalentu Direct Shift Gear, čo znamená vo voľnom preklade priamo radená prevodovka. Vznikla spoluprácou dvoch známych koncernov Volkswagen a BorgWarner [18], [19].

Základným návrhovým podkladom DSG prevodovky je trojhriadeľová šesťstupňová prevodovka známa zo starších modelov od firmy Volkswagen. Skladá sa z dvoch paralelne usporiadaných prevodoviek, pričom každá z nich pozostáva z jedeného vstupného, výstupného hriadeľa a spojky. Celá prevodová skriňa má optimálne úsporné rozmery aj vďaka súosému uloženiu hriadeľov. Špecifickým riešením je umiestnenie viaclamelovej spojky v olejovej kúpeľi, ktorá výrazne znižuje trenie a zároveň zabraňuje prehriatiu samotnej spojky. Nasledovné vlastnosti kúpeľa výrazne predlžujú životnosť spojky avšak negatívne ovplyvňujú jej účinnosť. Tejto strate účinnosti sa už možno vyhnúť vďaka novým inovatívnym riešeniam. Takzvaná suchá (dvojitá) spojka pracuje na hydraulickom princípe. Obsahuje dokopy 8 lamiel, ktoré sú uložené v sústredných spojkách po štyroch. Jednotlivé časti spojky obsluhujú konkrétne prevodové stupne. Nepárne prevodové stupne, t.j. 1, 3, 5 a spätný chod sú realizo-



vané spojku s väčším priemerom cez vnútorne uložený hnací hriadeľ. Rýchlostné prevody 2, 4, 6 zabezpečuje druhá spojka o menšom priemere, prepojená s dutým hriadeľom. Celkový hnací výkon je ďalej k diferenciálu prenášaný dvoma výstupnými hriadeľmi [18], [19].

V zadnej časti prevodovky, t. j. oproti spojke, sa nachádza olejové zubové čerpadlo (viď obrázok 1.2.2.1), výmenník a filter. Dôležitosťou čerpadla je v prvom rade poháňať akčné členy prostredníctvom tlaku oleja a taktiež zabezpečovať prísun maziva do všetkých častí prevodovky. Bezpodmienečné mazanie a následné chladenie hriadeľov, ozubených kolies, synchronizácií, spojky a v neposlednej rade aj elektro-hydraulického (riadiaceho) systému s veľkou mierou zaručuje správny a plynulý chod prevodového ústroja. Vo vnútri DSG prevodovky je umiestnený takzvaný mechatronický modul, ktorý obsahuje elektronickú a hydraulickú riadiacu jednotku. Vďaka 12 snímačom (senzorom) dostáva informácie z rozličných častí auta, vyhodnotí ich a následne vyšle signál príslušnej riadiacej jednotke [18], [19].



Obrázok 1.2.2.1 Schéma DSG prevodovky [12]

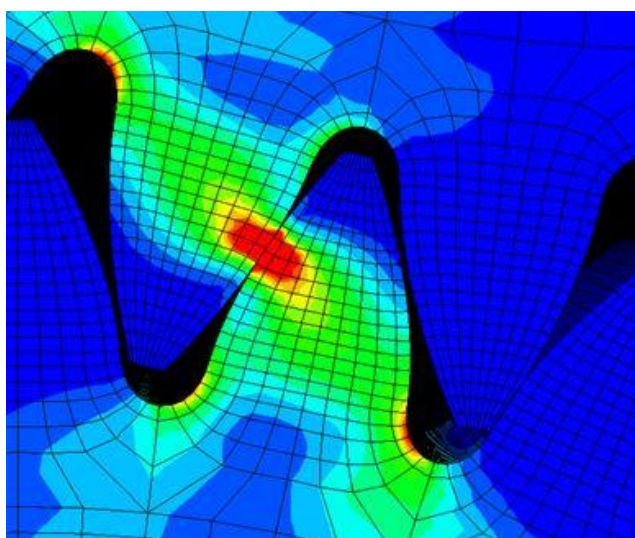


2 ZDROJE VIBRÁCIÍ A HLUKU V AUTOMOBILOVEJ PREVODOVKE

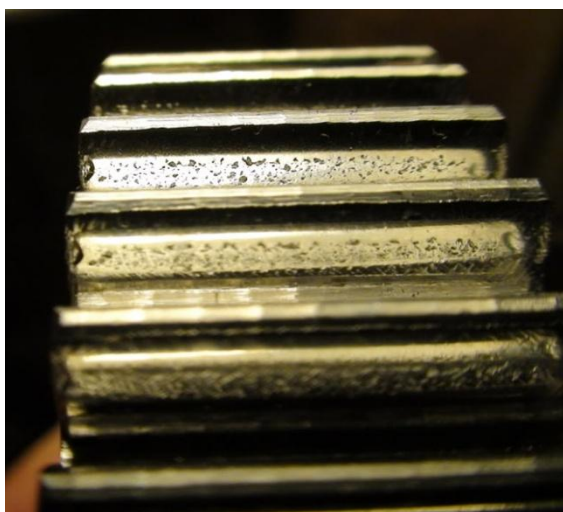
Keďže vibrácie a hluk sprevádzajú v podstate každý jazdný úkon v automobile, tak je veľmi dôležité objasniť, v ktorých častiach sa vlastne nachádzajú ich hlavné zdroje, cez ktoré časti prevodovky, resp. automobilu sa následne šíria, a ktoré sú v najväčšej miere vnímané zo strany vodiča. Z pohľadu automobilovej prevodovky nás vibrácie a hluk zaujímajú asi najviac, tušiac aj kvôli tomu, že ide o najväčšiu koncentráciu ozubených súkolesí, synchronizačných spojok, ložísk, hriadeľov a mnohých ďalších častí na pomerne malom priestore.

2.1 VIBRÁCIE OD OZUBENÝCH KOLIES

Ozubené prevody alebo jednoduchšie ozubená sú najvýznamnejším zdrojom vibrácií v prevodovkách. Prostredníctvom zaťažovania (zaradenia zubov do záberu, ktoré vidíme na obrázku 2.1.1) sa ozubené súkolesia vzájomne odvaľujú a ich dotyk je sprevádzaný pružnými deformáciami. Tými následne vznikajú značné výchylky od samotného teoretického profilu zubu, čoho výsledkom býva chyba prevodu a jeho následné nadmerné kmitanie. Ďalším nežiaducim javom v ozubení, ktorý negatívne prispieva k vibrácii je pitting (viď na obrázku 2.1.2) alebo inak aj únava materiálu. Nastáva šmykovým a tlakovým pôsobením na bočných stenách v ozubení, kedy sa cyklickým zaťažovaním objavujú na povrchu rôzne defekty (jamky, povrchové porušenia, ...). Spočiatku sú len malou prispievajúcou vibračnou zložkou, ale postupným zväčšovaním a rozrastaním sa do ďalších častí tak výraznou mierou prispievajú k nárastu amplitúdy vibrácií. Ďalším, i keď v poslednej dobe trochu zanedbateľným zdrojom vibrácií nastáva pri priamom ozubení. Okamžitá zmena zmyslu trecích síl pri odvalení zubu pri zábere spôsobí neprehliadnutelnú vibračnú zložku. Ostatné vibračné príčiny v ozubení sú spôsobené mnohými faktormi, ako sú výhradne poruchy ložísk alebo v menšej miere kmitanie hriadeľov [3], [4].



Obrázok 2.1.1 Ozubenie v zábere - červená farba znázorňuje miesta s najväčším kontaktným stykom [14]



Obrázok 2.1.2 Cyklickým zaťažovaním vznikol pitting na ozubenom kolese [13]

2.2 VIBRÁCIE ZAPRÍČINENÉ LOŽISKAMI A HRIADEĽMI

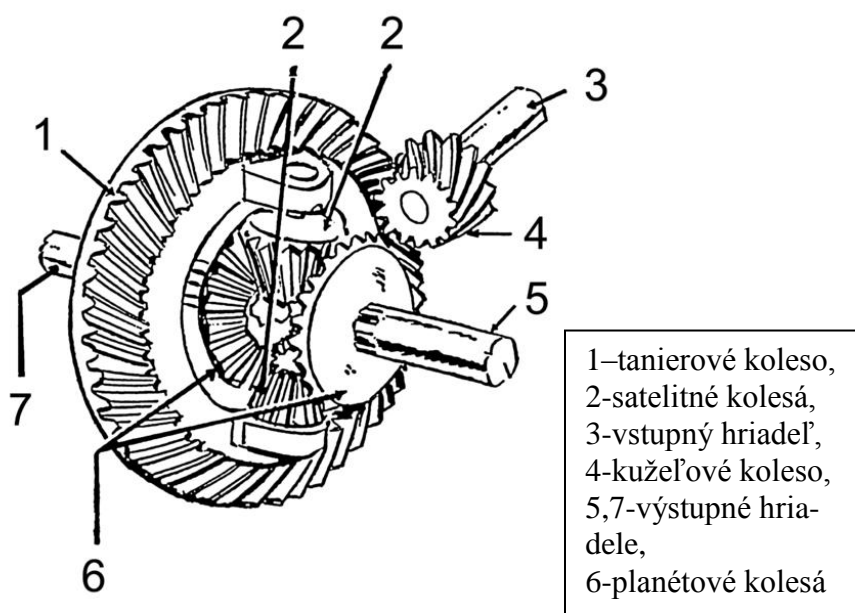
Všeobecne je známe z technickej praxe, že ložiská sú neoddeliteľnou súčasťou každého hriadeľa. Vymedzujú jeho pohyb, teda zabezpečujú jeho správne uloženie a minimalizujú trenie medzi ďalšími súčasťami v prevodovke a zachovávajú tak jeho plynulý radiálny pohyb. Samotné ložiská sú po ozubených prevodoch najčastejším zdrojom vibrácií. Súvisí to najmä s ich opotrebovaním, resp. poškodením. Ku správne posúdeniu opotrebovanosti je za potreby určiť budiace frekvencie jednotlivých častí ložiska (vnútorného a vonkajšieho krúžku, klietky, valivého telesa). Pri správnom určení a následnom vyhodnocovaní frekvencie sa vychádza z vnútorného rozmeru ložiska, presného počtu valivých telies a na základe druhu ložiska. Hriadele z väčšej časti nepredstavujú zdroj vibrácií a hluku. Na druhej strane fungujú ako frekvenčné zosilňovače, kedy sa môže prejaviť ich nevyváženosť, ale hlavne priehyby počas zaťažovania. Veľmi veľkou mierou na vibráciách sa podpisuje ich chybné osadenie alebo prípadná nesúososť voči ostatným strojným agregátom [3], [5].

2.3 VPLYV VÔĽE A OSTATNÉ ZDROJE HLUKU

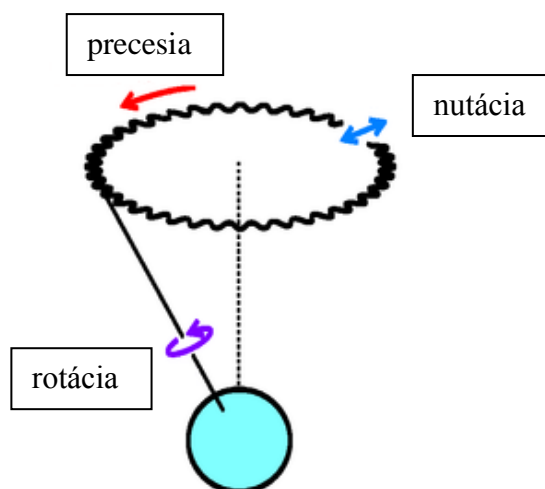
Keďže prevodovka a jej samotné súčasti sa postupným cyklickým zaťažovaním čoraz viac opotrebovávajú, nastávajú v dotykových častiach akési nežiaduce vôle. Najčastejšie tak dochádza ku zväčšeniu vôlí v bokoch zubov, ložiskách, perodrážkach na hriadeľoch. Taktiež bočná vôľa pri šikmom ozubení sa prejaví spravidla pri voľnobehu motora ako výsledok torzného kmitania. Na druhú stranu rozlišujeme aj takzvané prevádzkové vôle, ktoré sú konštruktérom navrhnuté v konkrétnych funkčných častiach automobilovej prevodovky a jej príslušných súčastí. Hovoríme tak o vymedzených vôľach rôznymi technickými súčasťami ako sú napríklad kĺbové hriadele medzi uložením motoru a prevodovkou, hnací hriadeľ prevodovky, unášač v koši diferenciálu, atď. Neprimeraný hlukový prejav je tak spôsobený nevyváženosťou posuvných síl hlavne u štvorvalcových motorov, kedy nastáva neprirodené chvenie pozdĺž osí valcov a spomenutých pohybových aparátov [3], [4].



Medzi samostatnú časť v oblasti rázov, resp. nežiaduceho chvenia môžeme vyčleniť diferenciál (viď obrázok 2.3.1). Konkrétne vďaka tanierovému kolesu - unášaču diferenciálu, cez ktorý je privádzaný vstupný výkon prostredníctvom hnacieho hriadeľa. Za následok to pripisujeme radiálnej vôli, kedy až v dôsledku prípadnej vzájomnej nevyváženosti oboch komponentov nastane precesný pohyb (viď obrázok 2.1.4) osi hnacieho hriadeľa. Spomenutý nežiaduci jav je už vďaka modernej inovácii, t.j. zaradenia trecieho kuželového krúžku na poloos diferenciálu výraznou mierou potlačený. Navzdory tomu však aj v tomto prípade dochádza ku nepatrným hlukovým príspevkom a to pomocou pohybových prejavov hnacieho aparátu - hriadeľa. Týmito budiacimi signálmi ďalej cez prítlačnú pružinu sa unášač rozkmitá natoľko, že prekročí svoju vymedzenú vôľu voči košu diferenciálu, čo vyústí do pravidelného klepania [3], [4].



Obrázok 2.3.1 Jednoduchá schéma diferenciálu [15]



Obrázok 2.3.2 Precesia znázornená na pohybe zemskej osi [16]

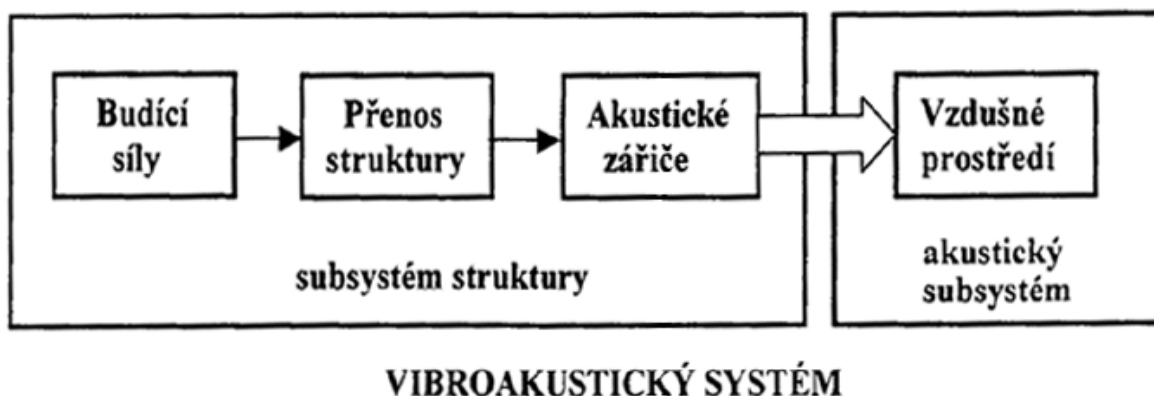


2.4 VLASTNÉ FREKVENCIE, REZONANCIE V PREVODOVKE

Sú to veľmi nežiaduce, avšak často opomenuté javy. Vlastné frekvencie sú úzko späté s parametrami hmotnosti a tuhosti, preto je zrejmé, že sa týkajú každej súčasti. Počínajúc od jednoduchých hriadeľov, cez rôzne ložiská až po zložité mechanizmy ako sú napr. turbíny, čerpadlá, prevodovky, atď. V automobilovej prevodovke to môže nastať napríklad rotáciou nejakého hriadeľa alebo samotných ozubených prevodov, ktoré budú mať konkrétnu frekvenciu otáčania (otáčky/min). Z nej sa vybudí vlastné kmitanie (frekvencia). A práve samotná rezonancia nastane v prípade, keď vplyvom zaťažovania napríklad rotujúceho hriadeľa, ktorý svojimi otáčkami (budiacou frekvenciou), rozkmitá ďalšie súčasti prevodovky. Tie sa prostredníctvom budiacej frekvencie môžu po určitom čase rozkmitaním dostať do oblasti vlastnej frekvencie a vyvolávať tak nežiaduce vibračno-hlukové prejavy. Preto sa v súčasnosti vlastné frekvencie a z toho vzniknuté rezonancie už častejšie dávajú do popredia a je snaha im zabrániť. V širokej technickej praxi sa využívajú najčastejšie tieto opatrenia: nastavenie vlastných frekvencií v jednotlivých mechanizmoch tak, aby sa vzájomne nezhodovali (ani násobky týchto frekvencií), doplniť medzi mechanizmy nejaký vhodný tlmiaci prvok (pružinu, tlmič) alebo ak je to konštrukčne vhodné a v danom prípade opodstatnené, tak sa rezonancia čiastočne eliminuje zväčšením trenia v mechanizme [5], [6].

2.5 ŠÍRENIE VIBRÁCIÍ DO VÝSLEDNÉHO HLUKOVÉHO PREJAVU – PRENOSOVÁ CESTA

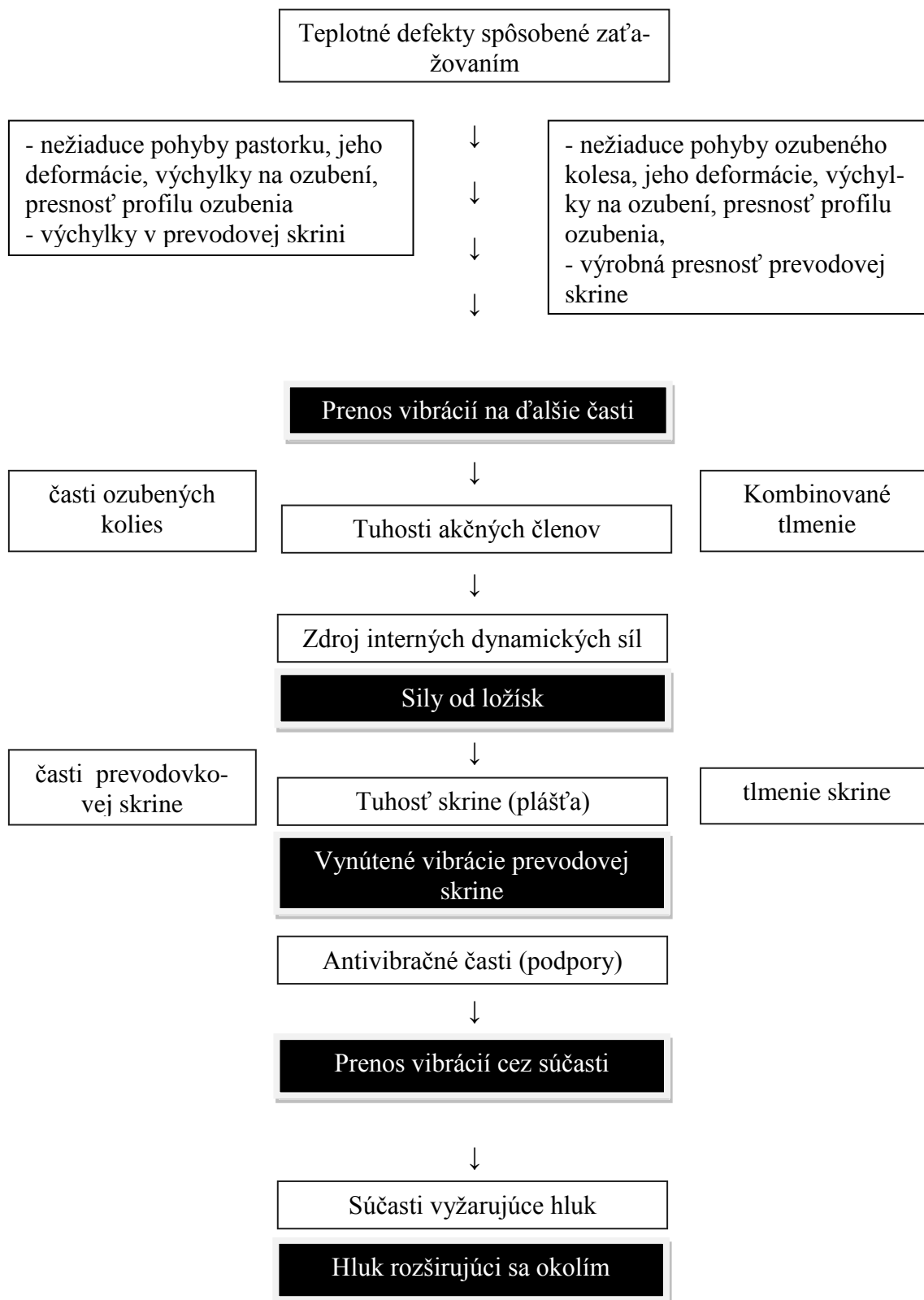
Výslednému hlukovému efektu, ktorý je zachytený ľudským uchom v automobilovom interiere predchádza celkom zložitá **vibračná prenosová cesta**. Na počiatku je akýmsi vibračným budíkom kombinácia výrobných a návrhových výchyliek v ozubení. Následne v dynamicky zaťažovaných ozubených kolesách sa emitujú vibrácie, ktoré sú ďalej prenesené na ložiská. Keďže tie sú napevno ukotvené v skrini prevodovky, prenášajú tak vibrácie práve do jej štruktúry a spôsobujú hlukové vyžarovanie v automobilovej prevodovke. Podrobnejší a názornejší popis priebehu vibrácií až do konečného hluku je znázornený na obr. 2.5.2 [4].



Obrázok 1.5.1 Prenosová cesta v jednoduchosti [8]



Nasledujúca schéma bola spracovaná pomocou [4].



Obrázok 2.5.2 Schéma vzniku vibrácií a vibračnej cesty



3 DIAGNOSTIKA AUTOMOBILOVEJ PREVODOVKY

Vibrácie - kmitanie, hlukové prejavy strojných súčastí (ložísk, hriadeľov, kľukových a vačkových mechanizmov, atď.) sú úzko späté s prevádzkovým zaťažovaním, počas ktorého vznikajú v súčastiach defekty, opotrebované časti, ktoré negatívne ešte viac zvyšujú **vibrácie a hlukovú zložku** v automobile.

Vo všeobecnosti je diagnostika akýsi súhrn troch na sebe závislých procesov. V prvom rade zahrňuje monitorovanie, ktorému predchádza správne zvolenie diagnostikovaných miest na vybranom objekte. V jednoduchosti to znamená, že školený pracovník meria či už vibračné alebo zvukové charakteristiky v nejakých periódach (intervaloch) pomocou vhodného zariadenia. Po nahromadení dát nastáva detekcia, ktorá v sebe zahŕňa vyhodnocovanie a následné vytýčenie akýchsi medzných hodnôt, ktoré budú pre sledovaný objekt limitnou hranicou. Ako konečná fáza diagnostiky a pre výrobcu najpodstatnejšia, je výsledné spracovanie dát (FFT analýza, CPB analýza, amplitúdovo-frekvenčná charakteristika,...) [9].

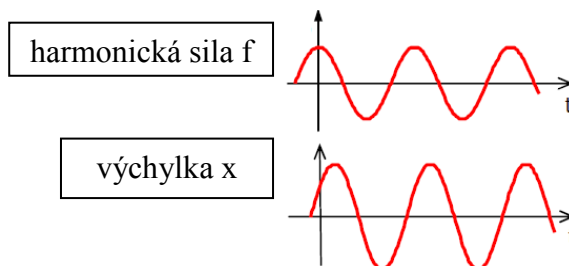
Diagnostika je široká oblasť, ktorá sa na základe druhu skúmaných veličín delí podľa [9] na:

- Prevádzkovú diagnostiku - spracováva a vyhodnocuje parametre stroja získané za prevádzky. V niektorých prípadoch, kde sa jedná o vysoko nákladné a drahé stroje sa uplatňujú on-line systémy.
- Tribodiagnostiku - rozčleňuje sa do dvoch oblastí a to na oblasť: sledovanie stavu maziva a analýzu nečistôt a oterových častíc (ferrografia).
- Termodiagnostiku - meranie rôznych nadmerne zvýšených teplôt, skúmanie ich príčin, meranie termovízie.
- Ultrazvuková diagnostika
- Elektrodiagnostika - zistenie závad elektrických strojov
- Vibrodiagnostika - spôsob, ktorý z hľadiska detekcie porúch je najvyužívanejším hlavne u rotujúcich strojov.

Z pohľadu automobilovej prevodovky nás najviac zaujíma vibračná diagnostika a na nej závislá diagnostika hluku. Keďže celkový výsledný vibračný signál je závislý na počiatocnej budiacej sile, tak dané sily, resp. kmitania vyčleňujeme prostredníctvom [9] na:

- **Periodickú budiacu silu**

Nastáva pôsobením konštantnej sily ako dôsledok zaťažovania na pružne uloženú súčasť. Po určitom časovom priebehu pohyb telesa harmonicky ustane na tú istú frekvenciu ako budiaca sila, avšak s rozdielnou amplitúdou. Výsledkom je vynútené kmitanie, ktoré môže nastať v prípade nesprávneho vyváženia rotujúcej súčasti.

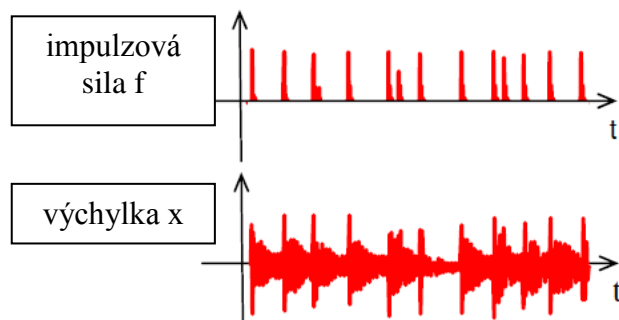


Obrázok 2.1 Priebeh kmitania spôsobený cyklicky zaťažujúcou silou [9]



- **Impulznú budiacu silu**

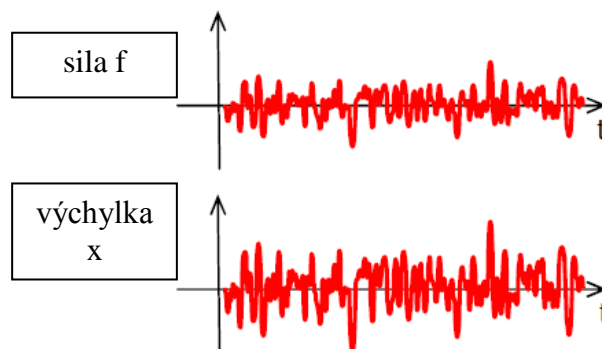
Jediný silový impulz zapríčiní vychýlenie z počiatočnej polohy telesa, ktoré sa ďalej bude kmitať s vlastnou frekvenciou. Táto sila v podstate vybudí ráz, ktorý je v strojných súčiastiach veľmi nežiaduci.



Obrázok 3.2 Voľné kmitanie spôsobené budiacim impulzom [9]

- **Budiacu silu s náhodným priebehom**

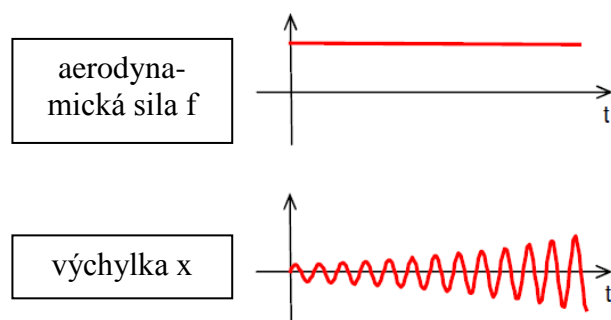
Sila s náhodným priebehom sa vyskytuje pri každom zaťažovaní, v niektorých prípadoch dokáže vyvolať vlastné frekvencie. Vo vibrodiagnostike sa na ňu berie výraznejší ohľad pri turbulentnom prúdení.



Obrázok 3.3 Priebeh kmitania spôsobený silou s náhodným priebehom [9]

- **Samobudené kmitanie**

Jedná sa o deštruktívny jav, ktorému je snaha sa vyhnúť hlavne v letectve, strojárstve pri návrhu lopatkových turbín a v neposlednej miere pri výstavbe mostov. Nastane v prípade, kedy prúdiaci vzduch alebo voda prúdi súčasťami (lopatkami, krídlami,...) a rozkmitá ich na určitú vlastnú frekvenciu. Kmitajúce súčasti ďalej zvyšujú aerodynamickú silu a tá spätným účinkom nekontrolovateľne zväčšuje amplitúdu vlastných kmitov častí. Takýmto samobudeným kmitaním to v krajných prípadoch vedie ku katastrofickým scenárom.



Obrázok 3.4 Priebeh samobudiaceho kmitania znázornený na tlmení so zápornou hodnotou [9]

Z vyššie spomenutých druhov budiacich síl je pre automobilovú prevodovku najviac charakteristický hlavne prvý prípad. Periodická budiaca sila v prevodovom ústrojenstve bezpochyby nastane cyklickým zaťažovaním, ktorým sa následne rozkmitajú ostatné časti v prevodovke, ako je uvedené v podkapitole o vlastných frekvenciách a rázoch. Nesmieme však opomenúť ani impulzovú silu budiacu silu a silu s náhodným priebehom. Typickým príkladom, ktorý môže pre tieto typy budiacich síl nastať je prejazd automobilu cez nejakú neočakávanú prekážku (jama, výtlk, obrubník) alebo náhle poškodenie nejakého tlmiaceho prvku na pojazdnej náprave.

3.1 MERANIE VIBRÁCIÍ

Vibrácie vo všeobecnosti chápeme ako kmitavý pohyb nejakého hmotného telesa okolo svojej rovnovážnej polohy vyvolaný určitou vonkajšou silou alebo zaťažením. Vibrácie rozlišujeme do dvoch základných skupín na deterministické (záznam okamžitých hodnôt vibrácií skôr, než nastane daný časový okamih) a náhodné [7].

Základnými veličinami, ktoré popisujú kmitanie sú výchylka a z nej príslušné časové derivácie, t.j. rýchlosť a zrýchlenie. Snímanie vibrácií a ich následná analýza je v 20. a 21. storočí už samozrejmosťou. Správnym vyhodnocovaním sme schopní pri technických mechanizmoch, strojoch a mnohých iných súčiastiach či už v strojárskych alebo stavebných odvetviach predísť rôznym nehodám. Namerané hodnoty slúžia veľakrát ako dôležitý podklad pri novom konštrukčnom návrhu strojného zariadenia, pri správnej voľbe materiálu, schopnému odolávať rôznym vibráciám a rezonanciam.

3.1.1 MERANÉ VELIČINY PRI VIBRÁCIÍ

Zo základného popisu vibrácií vieme, že sa jednoznačne jedná o kmitavý pohyb, ktorý môže mať periodický alebo v určitom prípade neperiodický priebeh. Základnou charakteristikou kmitavého pohybu je výchylka, ktorá nastane pohybom telesa v určitom čase vplyvom zaťažovania. Výpočtovým vzťahom pre výchylku je [9]:

$$x(t) = x_a \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi) \text{ [m]}, \quad (1)$$



kde x_a [m] je amplitúda výchylky,

ω [rad.s⁻¹] uhlová frekvencia,

t [s] je čas,

φ [rad] je uhlová dráha,

keďže vieme z praxe, že vlastná kruhová frekvencia ω je v praxi mnohokrát nahradzovaná otáčkami v čase (frekvenciou), tak poznáme vzorec [9]:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \text{ [Hz]}, \quad (2)$$

kde π [-] je konštanta,

z frekvencie sa vyčísľuje perióda [9]:

$$T = \frac{1}{f} \text{ [s]}. \quad (3)$$

Z predošlých študijných poznatkov zo strednej školy vieme, že pohyb sme schopný vyjadriť okrem výchylky (dráhy) aj prostredníctvom rýchlosti a zrýchlenia. Rýchlosť je časová derivácia výchylky [9]:

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = x_a \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (4)$$

[m.s⁻¹]

a zrýchlenie je ďalej deriváciou rýchlosti podľa času [9]:

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -x_a \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5)$$

[m.s⁻²].

Z daných troch vzťahov (1,5,6) môžeme dedukovať, že veličiny $x(t)$, $v(t)$ a $a(t)$ majú posunuté fázy ($\omega \cdot t$) o 90°.

Z praxe z rozvíjajúcou sa technikou a hlavne analytickými pokrokmi a výskumami sa zistilo, že namiesto amplitúdy je vhodnejšie pri výpočtoch používať na vyjadrenie signálov efektívne hodnoty. Sú obrazom energie prenášanej signálom. Vyjadrujeme ich vzťahom [9]:

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2 \cdot dt} \quad (6)$$

Ďalej v meraniach a výpočtoch používame o čosi zriedkavejší vzťah pre strednú hodnotu [9]:

$$x_{str} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| \cdot dt. \quad (7)$$

Mimo vyššie spomenutých veličín a vzťahov sa môžeme stretnúť pri meraniach či výskumoch s tzv. hodnotou **špička-špička** (rozkmit), ktorá nachádza uplatnenie hlavne v prípade nesý-



metrického merania. Jej hodnota je dvojnásobok amplitúdy. Posledným dôležitým faktorom, resp. hodnotou je **činiteľ výkmitu**. Vyjadruje koľkokrát je maximálna hodnota signálu väčšia ako hodnota efektívna. Je podstatná prioritne z dôvodu zaistenia správneho prenosu neskresleného signálu meracím reťazcom [9].

Na určovanie vibrácií sa z praktických dôvodov využívajú hladinové vyjadrenia skúmaných veličín (podobne aj u hluku). Prepočítavame ich pomocou nasledovného všeobecného vzťahu [9]:

$$L_y = 10 \cdot \log(y^2/y_0^2) = 20 \cdot \log\left(\frac{y}{y_0}\right) \quad [\text{dB}], \quad (8)$$

kde y [] je meraná hodnota,

y_0 [] je referenčná hodnota.

Vzťah (8) spočíva v tom, že našu nameranú hodnotu - veličinu y v podstate porovnávame s príslušnou referenčnou hodnotou danej veličiny y_0 .

3.1.2 MERACIE PRÍSTROJE

Súčasnosť nám poskytuje obrovskú škálu vibračných snímačov a to aj vďaka nezadržateľnému technickému a výrobnému vývoju. Na základe predošlej kapitoly o meraných veličinách (výchylka, rýchlosť a zrýchlenie) môžeme očakávať, že rozoznávame podľa [9] niekoľko typov **vibračných snímačov**:

- merače výchylky
- merače rýchlosti (velometre)
- merače zrýchlenia (akcelerometre)

Vibračné snímače môžeme rozdeliť aj z iného hľadiska a to na kontaktné (akcelerometre,...) a bezkontaktné (laserové snímače).

Pri výbere vhodného snímača sa odborník musí zaoberať tým, kde konkrétne chce robiť frekvenčný rozbor (teda analyzovať vibrácie), na akom konkrétnom objekte to chce aplikovať a zo skúseností musí zhruba predpokladať v akom dynamickom rozsahu sa bude počas merania pohybovať. Z vyššie uvedených 3 snímačov sú voľbou číslo jedna akcelerometre. Jednoznačnou výhodou je ich schopnosť merania širokého frekvenčného rozsahu vibrácií a možnosť snímania vibrácií na nepohybujúcich sa častiach mechanizmov [9].

Korektným získaním konečného výstupného signálu musí predchádzať zaobstaranie niekoľkých požiadaviek. V prvom rade by sa na základe vybraného (skúmaného) objektu mal zvoliť správny vibračný snímač s dostatočným frekvenčným rozsahom, postačujúcim na naše konkrétne meranie. V opačnom prípade tak dochádza ku systematickým chybám v meraní, ktoré sa v konečnom výsledku sčítavajú s odchýlkami v kalibrácii merača, s nepresnosťou meracieho systému a samozrejme s nelinearitou snímača [7].

V jednoduchosti môžeme snímač popisovať ako prístroj, ktorý zaznamenáva vstupný signál $z(t)$ (merané vibrácie), popri tom je čiastočne ovplyvňovaný inou vedľajšou (náhodnou) veli-



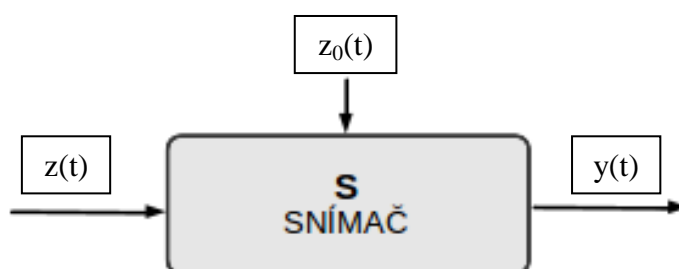
činou $z_0(t)$. Z neho potom dostávame výstupnú veličinu $y(t)$, ktorú ďalej analyzujeme a vyhodnocujeme [20].

Funkčnú závislosť medzi spomínanými veličinami môžeme napísať podľa [20] na:

$$y(t) = f(z(t), z_0(t)),$$

kde $z []$ je hodnota vstupného signálu, (9)

$z_0 []$ je náhodná veličina.



Obrázok 3.1.2.1 Znárodnenie prechádzajúcich veličín cez snímač [20]

Mechanické kontaktné snímače - snímače zrýchlenia

Ako bolo už v predošlých odsekoch spomenuté, prítomnosť jednoznačne potvrdzuje, že najpoužívanejším kontaktným meracím prístrojom vibrácií je bezpochyby akcelerometer. V dnešnej dobe poznáme 3 druhy piezokeramických akcelerometrov: tlakový, šmykový a menej používaný ohybový. Každý z týchto troch druhov snímačov pracuje na špecifickom princípe a nachádza využitie v určitých oblastiach. Jednoduchá konštrukcia, najpodstatnejšie výhody a nevýhody prístrojov sú popísané v tabuľke 3.1.2.1 pomocou [9].

Tabuľka 3.1.2.1 Výhody a nevýhody šmykového, tlakového a ohybového akcelerometra

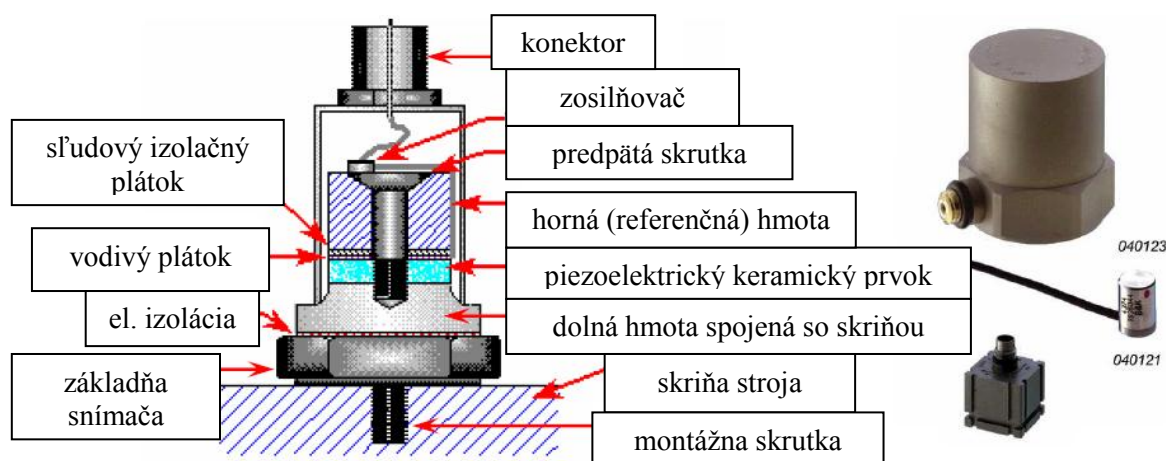
Typ akcelerometra	výhody	nevýhody
Šmykový	Široký frekvenčný rozsah, relatívne odolný, nízky teplotný vplyv	Menšia citlivosť
Tlakový	Široký frekvenčný rozsah, odolný voči rázom	Náchylný na teplotné vplyvy, náchylný na deformácie základne
Ohybový	Meria veľmi nízke frekvencie, má veľmi vysokú citlivosť	Krehký, citlivý na rázy

Princíp a charakteristika tlakového akcelerometra

Celý proces začína nejakou počiatočnou vibráciou, kmitaním (snímaného objektu), ktoré zapríčiní deformáciu doštičky z piezoelektrického materiálu. Deformáciou sa indukuje elektrický náboj. Piezoelektrická doštička je z hornej a dolnej časti pritlačená dvomi hmotami (viď obrázok 3.1.2.2). Horná časť - referenčná hmota je pružne spojená s prepätou skrutkou, ktorá spolu s keramickou doštičkou zaručuje vysokú tuhosť sústavy a priamoúmerne aj značnú rezonančnú frekvenciu snímača. Keďže dolná časť akcelerometra je napevno uložená v puzdre snímača a prostredníctvom skrutky aj s kmitajúcou časťou meraného stroja, kmitá aj samotná pevne uložená hmota. To vyvolá kmitavé pohyby doštičky proti nehybnej referenčnej hmote (pôsobí ako deformačná sila), ktorá sa nárazmi deformuje - indukuje náboj priamoúmerný zrýchleniu meraného objektu [9].

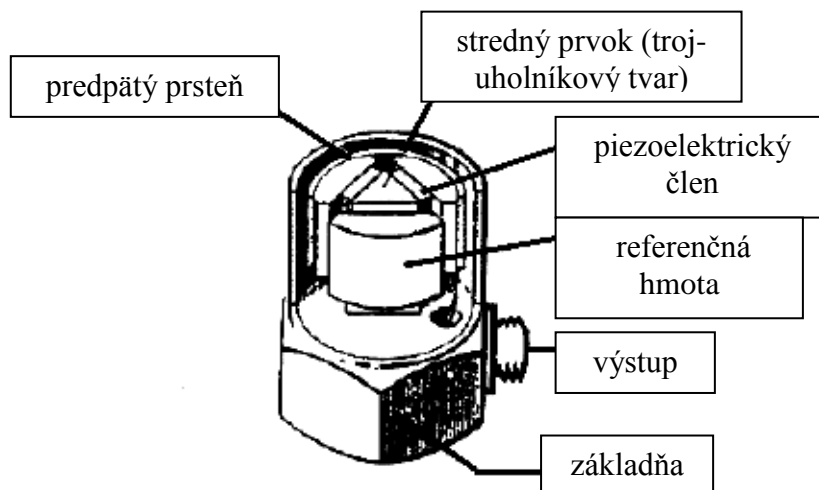
Dôležitou súčasťou akcelerometra je kalibračná krivka, ktorá presne stanovuje jeho citlivosť (definovaná v jednotkách pC/g) a frekvenčný rozsah, v ktorom je možné merať. Z praxe nám však vyplývajú skutočnosti, že čím väčší snímač máme k dispozícii, tým sme schopní merať nižšie frekvencie (merací prístroj je citlivejší). V novších snímačoch sa z dôvodu pohodlného prenosu vkladá predzosilňovač (prevádza el. náboj na el. napätie) [9].

Z hľadiska upevnenia tohto typu snímača nezáleží tak na polohe, ako na tom, aby keramická doštička nebola nijakým iným zaťažením (nadmerné utiahnutie montážnej skrutky, teplotné zmeny) namáhaná ako vibráciou meraného prístroja. Prioritou u tlakového snímača je dokonale upravený povrch, na ktorý ho upevňujeme [9].



Obrázok 3.1.2.2 Konštrukcia tlakového akcelerometra [9]

Väčšinu nedostatkov tlakového snímača, hlavne čo sa týka upevnenia, eliminuje šmykový akcelerometer, ktorý je v dnešnej dobe najčastejšie v prevedení systému Delta Shear (od firmy Brüel & Kjaer), ktorý môžete vidieť na obrázku 3.1.2.3. Jedná sa o zapojenie piezoelektrických členov (tri dvojice) do trojuholníka okolo stredného prvku. Každý tento člen, je namáhaný na strih a vďaka tomu, že tento trojuholníkový komponent je v dostatočnej vzdialenosti od základne snímača, eliminuje sa vplyv teploty. Výsledkom je výrazne vysoký signál [7].



Obrázok 3.1.2.3 Popis šmykového akcelerometra so systémom Delta Shear [7]

Spôsoby uchycovania vibračných snímačov

Veľmi podstatnou časťou pri meraní vibrácií prostredníctvom snímačov zrýchlenia je ich uchytenie/pripevnenie na časť stroja (súčasti), ktorej vibrácie chceme zmerať. Korektným pripevnením snímača tak zaisťuje hlavne široký kmitočtový rozsah merania, ďalej pomocou správne zvoleného meracieho miesta veľkou mierou eliminuje účinok nežiaducich vplyvov (teplota, hluk, elektromagnetické pole) na samotný snímač.

V súčasnej dobe sa aplikuje niekoľko metód na uchytenie akcelerometra podľa [7], [9]:

- **skrutkovým spojom:** najčastejší a najspoľahlivejší spôsob, podstatným faktorom je, že samotný snímač sa musí prichytávať na rovnej čistej ploche a diera pre skrutku musí byť kolmá na skúmaný povrch (prísne kritérium, dbá sa na vysokú presnosť)
- **lepidlom:** pri tomto type spojenia sa musí dbať na výber vhodného lepidla; na čo si je treba dávať pozor sú niektoré druhy lepidiel, ku ktorým sú dodávané špeciálne podložky, ktoré výrazne môžu znižovať frekvenčný rozsah; v tomto prípade je dôležité si dávať pozor na medzné teploty, ktoré spôsobujú topenie lepidlového spojenia
- **obojstrannou lepiacou páskou:** menej spoľahlivý, ale rýchly spôsob
- **magnetom:** často používaný, avšak týmto spôsobom sme schopní merať len nižšie frekvenčné rozsahy (približne do 2 - 7 kHz);
- **včelím voskom:** uplatnenie nachádza výhradne v laboratórnych podmienkach, pri uchytení menších snímačov
- **dotykovou ihlou:** slúži len na čisto orientačné meranie

Pri voľbe správneho uchytenia snímača musím v prvom rade správne predpokladať určitý frekvenčný rozsah, v ktorom sa budem počas merania pohybovať, ďalej predpokladať veľkosť budiacich síl a poznať mechanické vlastnosti skúmanej časti stroja. Uplatňujú sa hlavne tieto požiadavky: rezonančný kmitočet musí byť minimálne 5x vyšší než horný medzný meraný kmitočet, hmotnosť snímača výrazne menšia (aspoň 10násobne), než hmotnosť meranej časti stroja, ťažisko vibračného snímača musí byť nad zdrojom (ťažiskom) vibrácií [7], [9].



Bezkontaktné snímače

V praxi je niekedy zložité a v niektorých prípadoch technicky skoro nemožné aplikovať mechanické snímače vibrácií (akcelerometre) na danú diagnostiku objektu. Z tohto dôvodu sa v praxi s rozvíjajúcimi sa novými možnosťami začali používať bezkontaktné snímače výchylky. Zrejme najväčšou výhodou týchto prístrojov oproti akcelerometrom je možnosť merania výchyliek u rotačných súčastí (hriadeľov, ozubených súkolesí, a pod.). Naproti tomu nevýhodou je podstatné dodržiavanie malých vzdialeností: snímač - meraná súčasť, merania v menších rozsahoch. Keďže výstupom týchto snímačov je výchylka, tak je dobré povedať, že túto veličinu je možné pomocou vhodných prístrojov previesť napríklad na zrýchlenie [22].

Na dnešnom trhu je obrovské množstvo bezkontaktných snímačov výchylky, ktoré sa odlišujú práve špecifickými senzormi. Najčastejšie využívanými sú podľa [22]:

- **snímače s kapacitnými senzormi** (veľká výhoda je vysoká presnosť, avšak možnosť merania malých rozsahov = nepraktické v bežných meraniach strojov)
- **induktívne snímače** (dobré meracie rozsahy a teplotná stabilita)
- **magneticko-indukčné snímače**
- **snímače pracujúce na báze vírivých prúdov** (pri meraní elektricky vodivých objektov)
- **laserové snímače** (pracujú na triangulačnom princípe)

Laserové interferometre

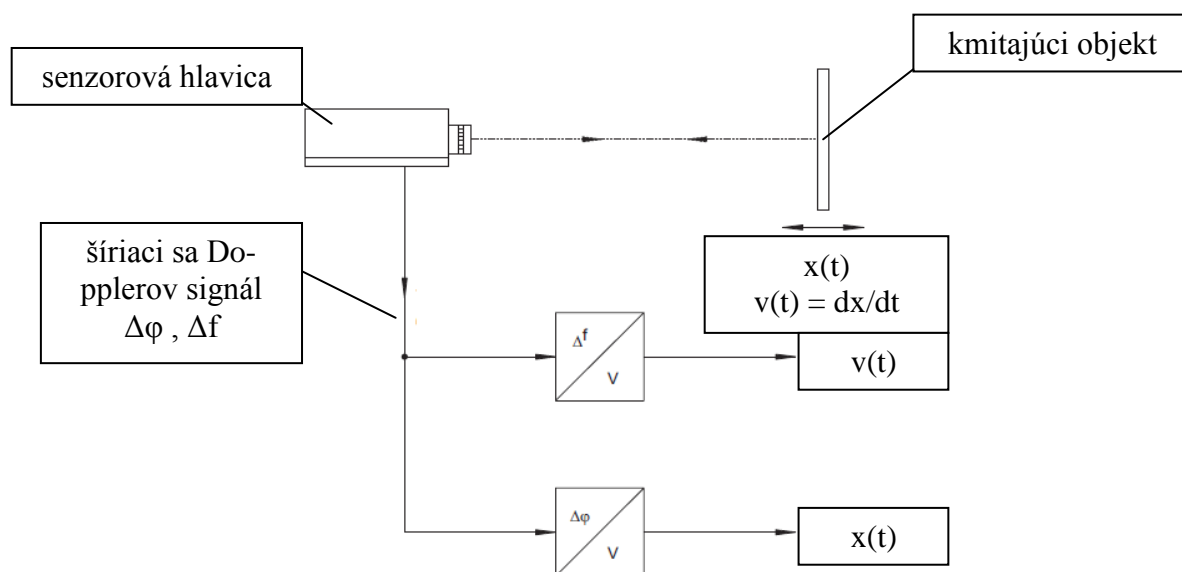
Hoci prvý interferometer bol skonštruovaný už v 19. storočí, tak samotné využitie laserovej interferometrie sa dostáva výrazne do popredia až v súčasnosti s technologickým vývojom. Nevýhodou týchto prístrojov je jednoznačne ich cena, no podstatnou devízou je možnosť merania na dlhšie vzdialenosti a zabezpečenie merania s vysokou presnosťou. Takými najznámejšími firmami zaoberajúcimi sa výrobou vibračných senzorov sú napr. firmy Polytec, Renishaw.

Základný princíp na akom fungujú v podstate všetky laserové interferometre je nasledovný:

Laserový lúč prechádza cez akýsi polarizačný delič, kde sa časť daného lúča odrazí smerom ku kútovému stacionárnemu odrážaču (referenčnému) a druhá časť postupuje smerom ku druhému odrážaču (meraciemu), umiestnenému priamo na meranom objekte. Tento lúč sa odráža smerom späť k deliču, kde dôjde ku interferencii daných lúčov, ktoré ďalej postupujú do prijímača, z ktorého sa už informácie prevádzajú výstupom do nejakého príslušného softwaru v počítači [23].

Keďže laserové interferometre sú značne zložitejšie na správne nastavenie voči meranému objektu, preto sú v určitých situáciách uprednostňované takzvané laserové vibrometre, pri ktorých je potrebné prilepiť akúsi reflexnú pásku na plochu objektu, ktorej vibrácie chceme poznať. Jednoduché meranie vibrometrom je znázornené na obrázku 3.1.2.4. Laserové vibrometre môžeme rozdeliť do dvoch základných skupín podľa [24] na:

- snímače vibrácií v jednom bode (tzv. single-point vibrometers)
- špeciálne snímače vibrácií, určené na rôzne aplikácie - na meranie vibrácií u rotujúcich súčastí, meranie vysokofrekvenčných vibrácií, meranie vibrácií v rovine (tzv. in-plane vibrometers), na meranie 3D vibrácií, atď.

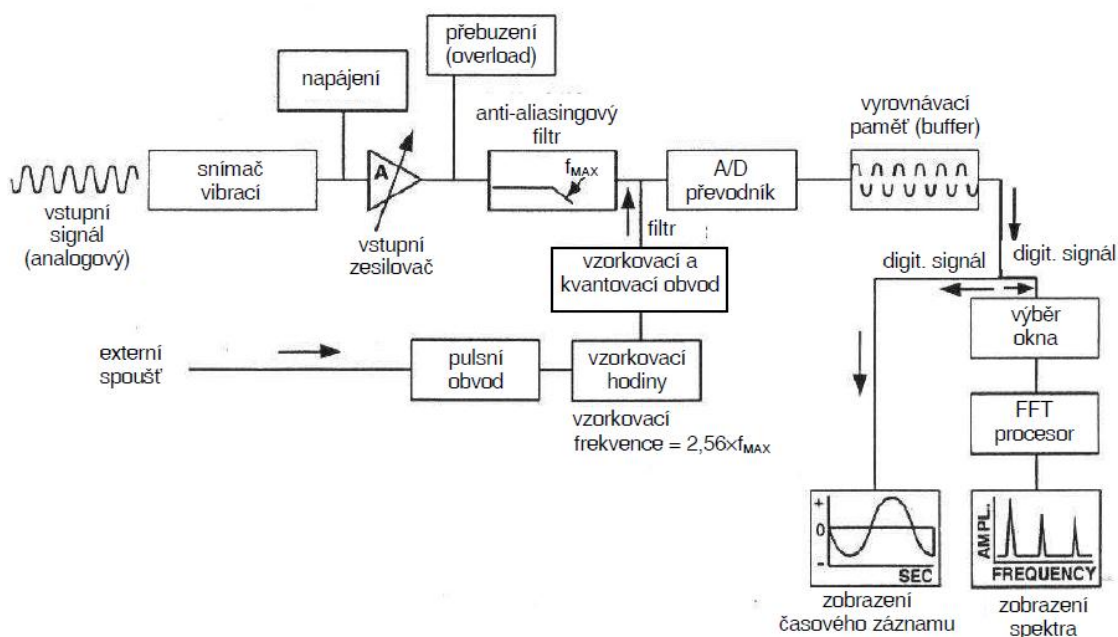


Obrázok 3.1.2.4 Znáznorený priebeh signálov vo vibrometri od firmy Polytec [25]

Merací mechanizmus

Celý proces, počnúc od namerania vstupného vibračného signálu zachyteného vibračným snímačom (akcelerometrom), až po spracovaný výstupný signál je schematicky znázornený na obrázku 3.1.2.4.

Vstupný signál prechádza zosilňovačom cez antialiasingový filter (odstraňuje nežiaduce vysokofrekvenčné signály), ďalej prevodníkom, kde nastáva digitalizácia signálu a postupne ako je znázornené na obrázku sa ukladajú dáta do tzv. bufferu. Z týchto meraní získaných informácií sa ďalej vykresľujú časové záznamy alebo sa využíva takzvaná rýchla Furierova transformácia - FFT, z ktorej sa vykresľuje frekvenčné spektrum (závislosť amplitúdy na frekvencii, atď.) [9].



Obrázok 3.1.2.4 Schéma analyzátoru vibrácií - merací mechanismus [9]

3.2 MERANIE HLUKU

Hluk, akustické prejavy v strojných zariadeniach sa vyskytujú v každom odvetví priemyslu. Či už sa jedná o meranie a analyzovanie intenzity hluku niekde vo fabrike, v rôznych iných pracovných inštitúciách a jej vplyv a dopad na zdravie zamestnancov, alebo o meranie hluku v nejakých každodenne používaných strojných mechanizmoch, ako napr. výťahoch, dopravných prostriedkoch (električkách, automobiloch, autobusoch), atď.

V súčasnej dobe sa samozrejme kladie dôraz na maximálne zníženie hluku v každom ohľade. Proces merania hluku je spolupráca medzi výrobcami daných zariadení, montážnymi firmami a samozrejme užívateľmi zariadení, ktorých konečný postoj býva smerodajný. Získané akustické údaje musia byť merané za vhodných a vopred stanovených podmienok, musia byť vyjadrené (popísané) používanými akustickými veličinami a v prvom rade namerané prístrojmi, ktoré spĺňajú najnovšie zaužívané normy. Ďalším dôležitým faktom je to, že pri meraní nejakého objektu väčšinou nemáme jediný zdroj hluku, ale práve viacero „žiarivcov“ (hluk od vibrácií ozubených kolies, od ložísk, hriadeľov, spojok,...), ktoré musíme v prvom rade lokalizovať, následne ich zahrnúť do meracieho reťazca a vo výsledku sčítať všetky výrazne hlučné komponenty. Základné veličiny, ktoré vyhodnocujeme a ktorými definujeme hluk v zariadeniach, strojných súčiastiach je hladina akustického výkonu a emisná hladina akustického tlaku a akustická intenzita v stanovených miestach [7].

3.2.1 MERANÉ VELIČINY

Akustický tlak p - hladiny akustického tlaku



Akustický tlak je v podstate odchýlka, ktorá vzniká zhustovaním/zriedňovaním kmitajúcich častíc prostredím. Preto hodnotu akustického tlaku pri určitom vlnení vzduchu s frekvenciou f a fázovom posuve φ vyjadrujeme funkciou [8]:

$$p(t) = p_a \cdot \cos(\omega t + \varphi) \text{ [Pa]}, \quad (10)$$

kde p_a [Pa] je amplitúda ak. tlaku.

Akustický tlak ako taký je v značení a prehľadnosti zapisovania veľmi nepraktický. Práve preto sa zaviedli hladiny akustického tlaku, ktoré zapisujeme logaritmicky a vzťahujeme jednotlivé hladiny ku konkrétnej vzťažnej hodnote $p_0=2 \cdot 10^{-5}$ [Pa]. Hladinu akustického tlaku popisujeme rovnicou [7]:

$$L_p = 20 \cdot \log(p/p_0) = 20 \cdot \log p + 94 \text{ [dB]}. \quad (11)$$

Zvýšenie akustického tlaku o desaťnásobok zvýši hladinu ak. tlaku o 20 dB [8].

Akustická intenzita I - hladiny akustickej intenzity

Definujeme ako kolmý tok akustickej energie na uvažovanú plochu. Z toho nám vyplýva vzájomná závislosť medzi akustickým výkonom a intenzitou je [7]:

$$W = \int_S I \cdot dS \text{ [W]}, \quad (12)$$

kde I [W/m^2] je akustická intenzita,

S [m^2] je plocha,

keďže plochu S si môžeme zvoliť ako guľovú plochu, ktorá v sebe zahŕňa všetky hluk vyžarujúce prístroje, nachádzajúce sa vo vnútri danej plochy, tak počítame [7]:

$$W = \oint_S I \cdot dS \text{ [W]}. \quad (13)$$

V súčasnosti sa metódy merania akustickej intenzity dostávajú pomaly do popredia pred meraniami akustického tlaku a to v oblasti lokalizácie zdrojov zvuku, merania vzdušnej nepriezvučnosti atď. Z predošlých vzťahov vieme odvodiť akustickú intenzitu pre ustálený stav [7]:

$$I = \frac{W}{S} = p_{ef} \cdot v_{ef} \cdot \cos \varphi \text{ [W}/\text{m}^2], \quad (14)$$

kde p_{ef} [Pa] je efektívna hodnota ak. tlaku,

v_{ef} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je efektívna hodnota ak. rýchlosti.

Hladinu akustickej intenzity je vyčísľovaná pomocou nameranej (vypočítanej) akustickej intenzity I a referenčnej hodnoty akustickej intenzity $I_0=1 \cdot 10^{-12}$ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] pomocou vzťahu [7]:

$$L_I = 10 \cdot \log(I/I_0) = 10 \cdot \log I + 120 \text{ [dB]}. \quad (15)$$



Akustický výkon W - hladiny akustického výkonu

Prostredníctvom mechanického kmitania - vlnenia vzduchu (častíc) je prenášaná mechanická energia kmitajúcich častíc od samotného zdroja hluku. Z tohto popisu je zrejmé, že akustický výkon je vlastne množstvo prenesenej mech. energie za jednotku času nejakou plochou [8].

Zo štúdia fyziky je známe, že akustický výkon, resp. jednoducho výkon predstavuje prácu, vykonanú za určitý čas. Keďže práca je vlastne silové pôsobenie po určitej dráhe, tak počítame ešte okamžitý výkon ako súčin sily F a rýchlosti v (vid' vzťah (16)). S vedomosti o tlaku (sila, pôsobiaci na plochu) vyjadrujeme akustický výkon vzťahom [8]:

$$W = F \cdot v = p \cdot v \cdot S \text{ [W]},$$

kde F [N] je sila, (16)

v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rýchlosť.

Z akustického výkonu W sa za pomoci referenčnej hodnoty výkonu $W_0 = 1 \cdot 10^{-12}$ [W] vyčísluje hladina akustického výkonu nasledujúcim vzťahom [7]:

$$L_w = 10 \cdot \log(W/W_0) = 10 \cdot \log W + 120 \text{ [dB]}. \quad (17)$$

3.2.2 MERACIE PRÍSTROJE

Dnešná ponuka mikrofónov, ktoré sa využívajú na meranie hluku pri rôznych prípadoch je na trhu značne široká. Najväčšie uplatnenie v hlukovej technike majú hlavne recipročné meniče (schopnosť meniť mechanické kmitanie na elektrický signál a späť naopak) ako sú napr. elektrostatický, piezoelektrický, dynamický menič. Avšak pri celej tejto škále možností je najpoužívanejší a najpresnejší kondenzátorový mikrofón [7].

Kondenzátorový mikrofón

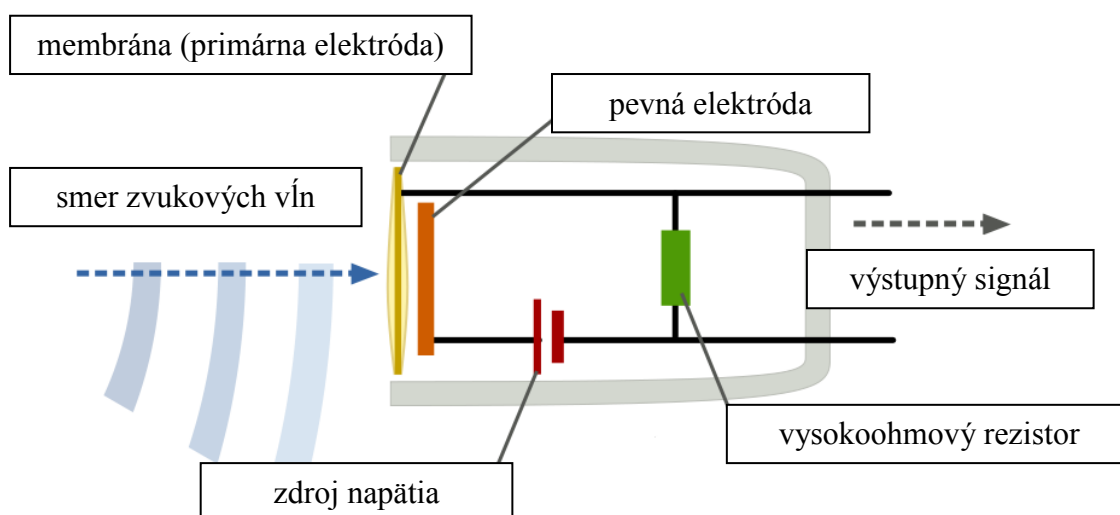
Jedná sa o elektrostatický menič s veľmi dobrými vlastnosťami. Jednou z nich je ľahko dosiahnuteľná plynulá kmitočtová charakteristika v počuteľnom rozsahu frekvencií (pri medzných kmitočtoch ± 2 dB). Daný typ mikrofónu, ktorého jednoduchá schéma je na obrázku 3.2.2.1, nachádza svoje uplatnenie aj po mnohých rokoch prevádzky, jeho citlivosť sa v podstate výraznejšie nezhoršuje a poslednou nezanedbateľnou vlastnosťou sú jeho relatívne malé rozmery a hmotnosť [7].

Podstata a princíp kondenzátorového mikrofónu je ten, že vyžarovaný hluk, šíriaci sa prostredím, rozkmitá membránu. Táto vonkajším podnetom mení svoju vzdialenosť voči dierkovej pevnej elektróde, pričom svojimi pohybmi vyvoláva zmenu kapacity medzi sebou a spomínanou pevnou elektródou. Následne sa daná kapacitná zmena na vložke mikrofónu prevádza pomocou konštantného elektrického náboja na zmenu elektrického výstupného napätia medzi oboma elektródami. Súčasťou tohto mikrofónu je vysokoohmový rezistor (nad 2000 M Ω), ktorý zaisťuje prívod tzv. polarizačného napätia do obvodu. Jednou z dôležitých častí kondenzátorového mikrofónu je ventilačná kapilára (Venturiho), ktorá zabezpečuje vyrovnanie tlaku pod membránou s tlakom okolitým [7].

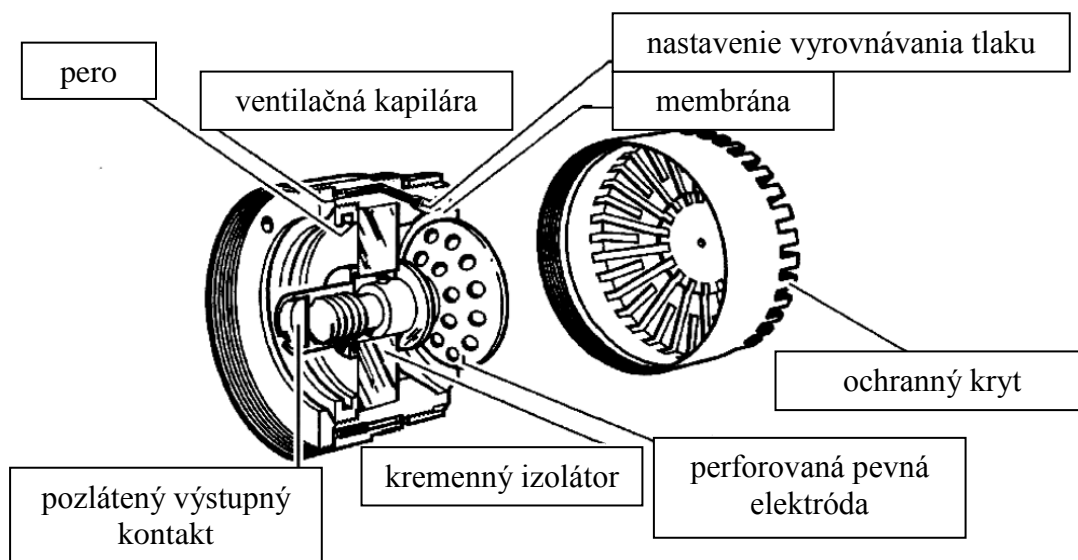


O možnosti skúmania rozsiahleho záberu nízkych a vysokých hodnôt kmitočtov vo veľkej miere rozhodujú vlastnosti privádzaného polarizačného napätia a akustickou stlačiteľnosťou v priestore pod membránou. Preto sa v súčasnosti predpolarizujú membrány prostredníctvom vrstvy keramického materiálu na pevnej elektróde [7].

Konštrukcia mikrofónu od firmy Brüel & Kjaer je znázornená na obrázku 3.2.2.2.



Obrázok 3.2.2.1 Jednoduchá schéma kondenzátorového mikrofónu [17]

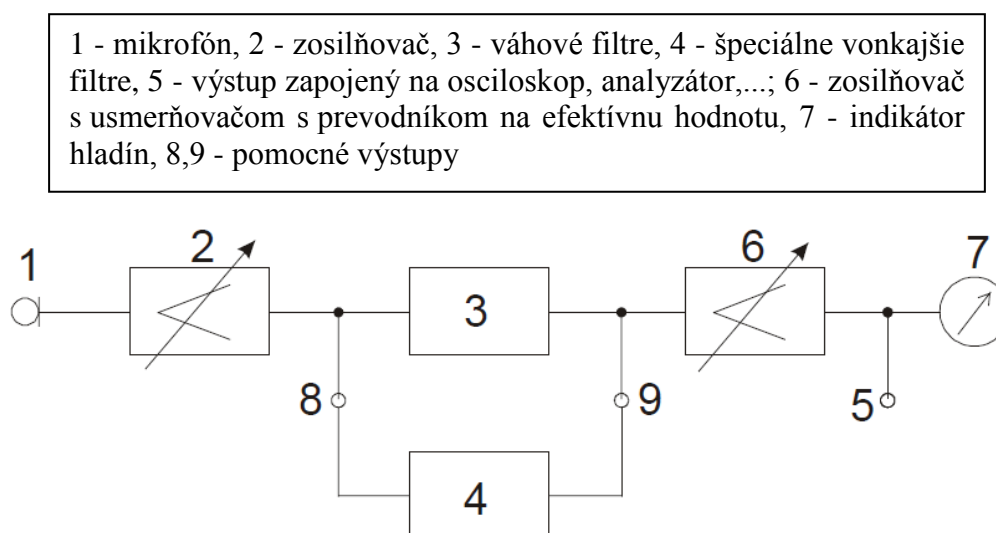


Obrázok 3.2.2.2 Konštrukcia mikrofónu Brüel & Kjaer [7]



MERACÍ MECHANIZMUS

Mechanizmus merania hluku má podobný priebeh, ako mechanizmus pri spracovaní vibračného signálu (viď podkapitola 3.1.2). S tou výnimkou, že počiatkový (vstupný) signál zaznamenávame mikrofónom. Jednoduchá schéma zvukomeru môže vyzerat' podobne, ako je uvedená na obrázku 3.2.2.3.



Obrázok 3.2.2.3 Schematické znázornenie zvukomeru [21]

3.3 VYHODNOCOVACIE SYSTÉMY - FFT A CPB ANALYZÁTORY

Na vyhodnotenie nameraného vstupného signálu prostredníctvom mechanických snímačov (mikrofónov, akcelerometrov,...) sa výhradne využívajú CPB a FFT analyzátory. Ich dôležitou súčasťou sú takzvané pásmové a selektívne priepuste - filtre, ktoré zabezpečujú prenos signálu len o určitej frekvencii. Tieto filtre môžu pracovať napríklad na báze dolnej priepuste, čo znamená, že filter zabráni prenosu signálu o frekvencii vyššej, ako je dovolená hodnota. Presne rovnakým spôsobom pracujú filtre nastavené na hornofrekvenčnú priepusť alebo konkrétnu pásmovú priepusť (zvolený určitý frekvenčný rozsah) [10].

Spomínané vyhodnocovacie systémy odlišujeme na základe vzťahu medzi jednotlivými frekvenčnými pásmami a celkového frekvenčného spektra na analyzátory podľa [10]:

- s konštantnou relatívnou šírkou pásma - CPB
- s konštantnou absolútnou šírkou pásma - najčastejší typ FFT analyzátory

CPB analyzátory

Rozsah frekvenčného priepustného pásma vychádza z geometrického priemeru hornej a dolnej medznej frekvencie (stredú priepustného pásma), ktorú vyčísl'ujeme [10]:



$$f_c = \sqrt{f_h \cdot f_d} \text{ [Hz]},$$

kde f_h [Hz] je horná hranica frekvenčného pásma, (18)

f_d [Hz] je dolná hranica frekvenčného pásma,

a ďalej z absolútnej hodnoty [10]:

$$\Delta f = f_h - f_d \text{ [Hz]}. \quad (19)$$

Výsledný rozsah relatívnej šírky pásma - pomer vid' rovnica (20) podľa [10] musí byť konštantný, aby číslicové (alebo dneska menej používané analógové) filtre boli schopné jednoduchšej realizácie ostatných filtrov v meracom reťazci.

$$\frac{\Delta f}{f_c} = \textit{konšt.} \text{ [-]}, \quad (20)$$

kde f_c [Hz] je stred frekvenčného pásma.

Výsledným zobrazením na displeji sú stĺpcové grafy na logaritmickú frekvenčnej osi. Na grafe sú prehľadne rozlíšiteľné (konštantne rozmiestnené) jednotlivé zložky frekvenčného spektra. Z toho nám vyplýva, že nie sme schopní z nich vyhodnotiť presné špičky (najvyššie výkyvy - maximálne amplitúdy), uplatnenie nachádzajú hlavne pri diagnostike hluku a vibrácii, ktoré sú strážené hygienickými normami. Tento typ analyzátorov sa dneska už len výhradne používa v prevedení s číslicovými filtrami [10].

FFT analyzátory

Pri tomto druhu analyzátora počítame absolútnu šírku priepustného pásma podľa nasledovného vzťahu (19), pričom výpočet stredy frekvenčného pásma vychádza z aritmetického priemeru medzných frekvenčných hodnôt [10]:

$$f_c = (f_d + f_h)/2 \text{ [Hz]}. \quad (21)$$

Analyzátory s konštantnou absolútnou šírkou pásma vďaka prínosu algoritmu rýchlej Fourierovej transformácie sa výrazne zlepšili z dôvodu urýchlenia výpočtu diskretnej Fourierovej transformácie (vid' rovnica priamej DFT (22) a rovnica inverznej DFT (23), obe podľa [10]), ktorej vzťah sa prakticky využíva pri digitalizácii signálu. FFT je veľkým prínosom z hľadiska jednoduchého, efektívneho a zároveň rýchleho prepočtu nameranej vibrácie z časovej oblasti na frekvenčnú oblasť. V grafe sú tak vykresľované akési sínusové priebehy (frekvenčnou alebo spektrálnou čiarou) každého vyvolaného vibračného signálu od rôznych častí prevodovky (ozubenia, hriadeľov, ...) [9], [10].

$$F_k = \sum_{i=0}^{N-1} x_i \exp\left(-j \frac{2\pi}{N} ki\right), \quad (22)$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, N - 1,$$



kde N [Hz] je počet vzoriek signálu,

i, j [-] sú jednotkové vektory,

k [-] je koeficient.

V diagnostike sa na syntézu vzorkovacích hodnôt nameraného signálu využíva inverzná DFT:

$$x_i = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} F_k \exp\left(j \frac{2\pi}{N} ki\right) \quad (23)$$

$$i = 0, 1, 2, \dots, N - 1,$$

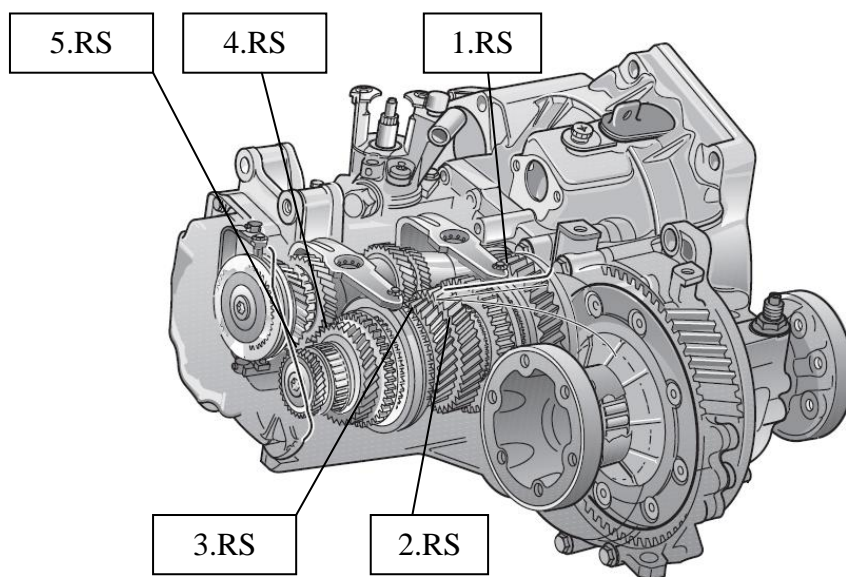
kde F_k [-] je koeficient.

Najznámejšou a najrenomovanejšou firmou na výrobu FFT analyzátorov je firma Brüel & Kjaer [10].



4 APLIKÁCIA DIAGNOSTIKY NA ZVOLENÚ PREVODOVKU

Na aplikáciu diagnostiky bola vybraná dvojhriadeľová päťstupňová prevodovka 02J (viď obrázok 4.1), ktorá sa používa v automobiloch Škoda Octavia. Bol vybraný typ prevodovky s prislúchajúcim kódom CZM, ktorý sa priradzuje ku motoru 1,8 l (92kW) s kódom AGN. Podľa kódu prevodovky sú k dispozícii počty zubov jednotlivých ozubených súkolesí v prevodovke (viď tabuľka 4.1) [26].



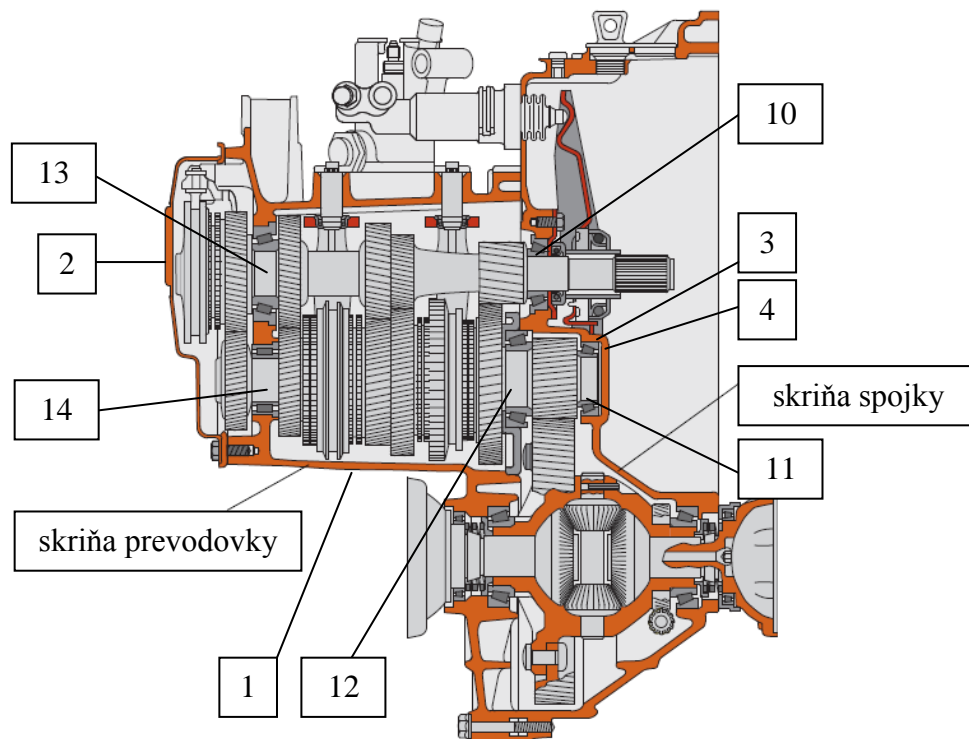
Obrázok 4.1 Prevodovka 02J [26]

Na obrázku 4.1 boli vyznačené súkolesia prvého, druhého, tretieho, štvrtého a piateho rýchlostného stupňa, na ktorých bola následne predvedená závislosť zubovej frekvencie na vzrastajúcich otáčkach na obrázku 4.3. Súčasťou danej prevodovky je samozrejme aj súkolesie rozvodovky, spojky, rýchlomeru, atď.

Tabuľka 4.1 Počty zubov jednotlivých súkolesí v prevodovke

	z_1	z_2
1. rýchlostný stupeň	10	33
2. rýchlostný stupeň	18	35
3. rýchlostný stupeň	26	34
4. rýchlostný stupeň	34	35
5. rýchlostný stupeň	43	36

Umiestnenia vibračných snímačov, resp. pozície, kam by bol aplikovaný vibračný snímač a boli by ním merané sú číselne vyznačené od 1-4 na obrázku 4.2.



Obrázok 4.2 Schéma prevodovky 02J [26]

Popis jednotlivých snímačov a zdôvodnenie voľby pozície

- Pozícia 1:** bol by zvolený bezkontaktný typ vibračného snímača a to z toho dôvodu, že z obrázku nie je dostatočne jasné zhodnotiť o akú hrúbku skrine sa jedná v danom mieste. Predpokladá sa, že pri opačnej voľbe kontaktného vibračného snímača zrýchlenia na danú plochu by mohlo dôjsť ku značnému skresleniu nameraných hodnôt. A to z toho dôvodu, že hmotnosť snímača by mohla ovplyvniť modálne vlastnosti skrine. Tým pádom by s veľkou pravdepodobnosťou mohlo dôjsť ku frekvenčnému preladeniu (výkyvom) pozorovaného spektra. Čiže na pozíciu číslo jedna by bola prilepená odrazová reflexná páska a laserová hlavica vibrometra by bola nasmerovaná priamo na ňu. Na tomto mieste by bola meraná výchylka v kolmom smere na povrch, spôsobená vibráciami skrine. Vibrácia tejto časti skrine by mohla spôsobovať nadmerný hluk, čiže na to by bolo dobré sa zamerať.
- Pozícia 2:** bol by zvolený bezkontaktný typ snímača. Znovu by sa postupovalo podobne ako v prípade pozície 1. Na danej pozícii by bola meraná výchylka v smere vodorovnom (kolmom na snímaný povrch skrine). Aj v tomto prípade by sa bral ohľad na hlukové prejavy emitované vibráciami tejto časti skrine (víka).
- Pozícia 3:** bol by zvolený kontaktný snímač zrýchlenia. Snímač by bol upevnený skrutkovým spojom, pričom by bola snaha zachovať určitú kolmosť diery, pripravenej na prichytenie snímača prostredníctvom skrutky. V tejto pozícii by bolo merané zrýchlenie (z toho následne prevedením cez vhodný analyzátor na frekvenčnú odozvu) skrine vo vodorovnom smere. Meraním na tejto pozícii by bolo možné na frekvenčnom spektre pozorovať prípadné poruchy na ozubení a samozrejme na samotnom ložisku.



- **Pozícia 4:** bol by zvolený kontaktný snímač podobne ako na pozícii 3. S tým rozdielom, že v tomto mieste by bolo merané zrýchlenie v axiálnom smere. Tým pádom by bolo preskúmané celé frekvenčné spektrum týkajúce ozubenia na výstupnom hriadeľi a prirodzene na ložisku číslo 11.

Takýmto spôsobom umiestňovania snímačov by bolo možné na rozličných miestach. Napríklad postup výberu pozícií 3 a 4 by bolo možné aplikovať na ostatné ložiská.

Získané hodnoty, ktoré by boli nadobudnuté týmito meraniami by sa ďalej vyhodnocovali pomocou fft analyzátoru a následne z toho by boli vykreslené jednotlivé priebehy do závislosti amplitúdo - frekvenčnej charakteristiky.

Frekvenčný rozbor

Rozbor frekvencií bol názorne ukázaný na ozubených súkolesiach, ktoré sú vypísané v tabuľke 4.1 a príslušných ložiskách, naznačených na obrázku 4.2. Frekvenčný rozbor bol na základe výberu rozdelený na dve časti:

- **zubová frekvencia:** vyjadruje koľkokrát za sekundu vstúpia zuby súkolesia do záberu. Vychádzalo sa z výpočtového vzťahu (24), ktorý je podľa [5]:

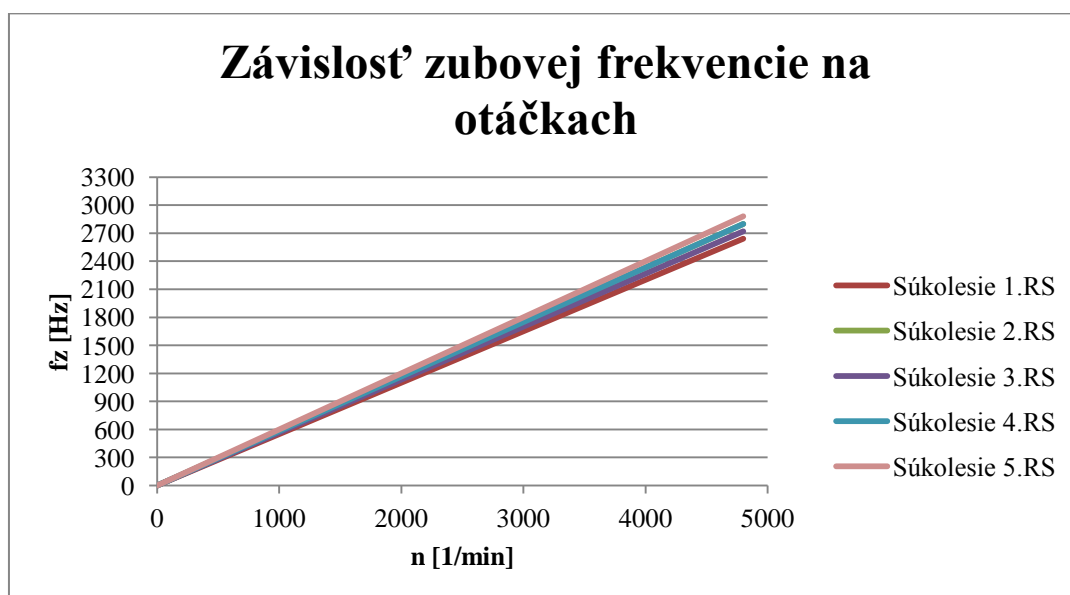
$$f_z = n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2 \text{ [Hz]},$$

Kde n_1 [min^{-1}] sú otáčky na vstupnom hriadeľi,

(24)

n_2 [min^{-1}] otáčky na výstupnom hriadeľi,

z_1, z_2 [-] počty zubov na súkolesiach.



Obrázok 4.3 Závislosť č.1



- **frekvencia od ložísk:** sú známe 3 druhy frekvencií generovaných ložiskami - náhodné ultrazvukové frekvencie, vlastné frekvencie komponent ložiska a frekvencie ložiskových porúch (závislé na otáčkach). V tomto prípade bol spravený frekvencií ložiskových porúch. Na výpočet boli potrebné tieto hodnoty: roztečný priemer ložiska P_d , priemer valivého elementu B_d , počet valivých elementov N_v , otáčky rotoru n a kontaktný/stykový uhol β , ktorý zviaza valivý element s vonkajším krúžkom ložiska [9].

Výpočtové vzťahy pre jednotlivé časti ložiska, na základe ktorých boli uskutočnené výpočty môžu podľa [9] vyzerat' nasledujúco:

- porucha na vnútornom krúžku

$$BPFI = \frac{N_v}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta \right) \cdot n \text{ [Hz]}, \quad (25)$$

- porucha na vonkajšom krúžku

$$BPFO = \frac{N_v}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta \right) \cdot n \text{ [Hz]}, \quad (26)$$

- porucha na valivom teliesku

$$BSF = \frac{P_d}{2 \cdot B_d} \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta \right)^2 \right) \cdot n \text{ [Hz]}, \quad (27)$$

- porucha na klietke

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta \right) \cdot n \text{ [Hz]}. \quad (28)$$

Poznámka

Vo frekvenčnom spektre sa nemusia objaviť všetky vyššie spomenuté frekvencie porúch ložiska. Závisí to samozrejme na je konkrétnom stave - opotrebení.

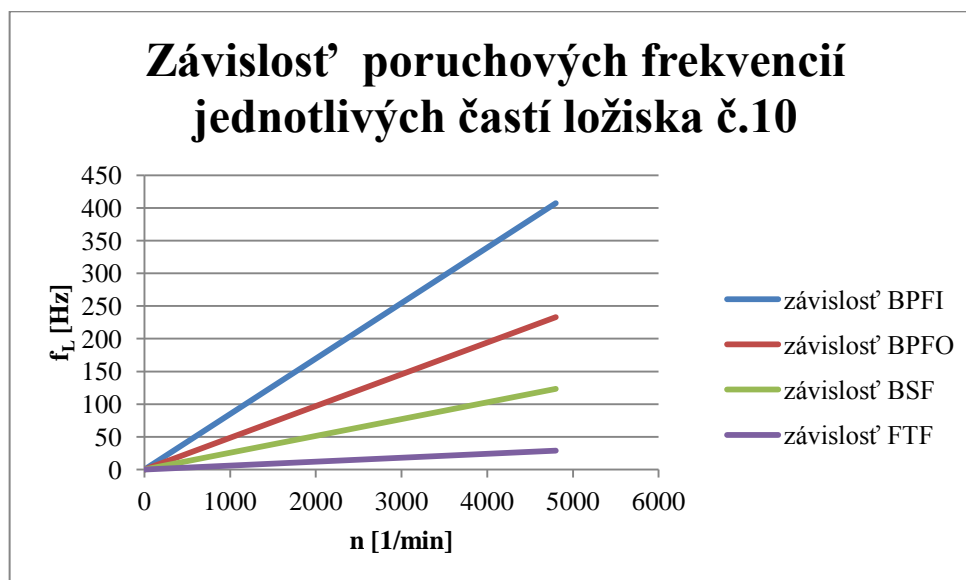
Označenie jednotlivých ložísk vid' na obrázku 4.2 značené číselne od 10 -14. Ložiská sú vypísané v tabuľke 4.2 aj s rozmermi. Je potrebné zobrať do úvahy, že hodnoty sú len odhadované a vymyslené. Zvolené len z dôvodu ukážky názorného výpočtu frekvencií ložiskových porúch.

Tabuľka 4.2 Rozmery ložísk

Typ ložiska	Číslo ložiska	P_d [mm]	B_d [mm]	β [°]	N_v [-]
Kuželíkové ložiská	10	60	18	13	8
	11	60	15	11	7
	12	100	23	11	14
	13	100	20	13	12
Valčekové ložiská	14	80	20	-	10



Ukážku závislosti toho, ako sa menili frekvencie porúch jednotlivých častí ložiska na zvyšujúcich sa otáčkach bola uskutočnená na ložisku číslo 10. Vid' obrázok 4.4.



Obrázok 4.4 Závislosť č.2

Návrh merania hluku prevodovky, umiestnenie mikrofónov

Pri meraní hluku prevodovky za prevádzky by sa postupovalo na základe nasledujúcich krokov aj za pomoci [27] a [28]:

1. Meranie by bolo uskutočňované v nejakej samostatnej, najlepšie odhlučnenej miestnosti, aby sa zamedzilo vplyvom ostatných zdrojov hluku.
2. Ako merač by bol použitý kondenzátorový mikrofón s príslušným stojanom na správne upevnenie mikrofónu.
3. Ďalej by bola stanovená pomyselná meracia obalová plocha - pravidelný rovnobežnosten, ktorý by vlastne obklopoval referenčnú plochu (meraný objekt) v určitej vzdialenosti d . Meraný objekt by bol upevnený na jednu plochu, čím je jasné, že mikrofónom by sa meralo v piatich pozíciách.
4. Za kolmú vzdialenosť d medzi plochou (na ktorej chceme merať akustický tlak) a samotným mikrofónom by bola stanovená hodnota jedeného metra a to z dôvodu zachovania akejsi rovnosti rozmerov prevodovky a vzdialenosti d . Hlavica mikrofónu by bola nasmerovaná približne doprostred referenčnej plochy, na ktorej by bola následne meraná hodnota akustického tlaku.
5. Z piatich nameraných hodnôt akustického tlaku, resp. 5 hladín ak. tlaku by bol určený priemer z nameraných hodnôt podľa vzťahu (29).
6. Z tejto výslednej priemernej hodnoty hladiny akustického tlaku by bola jednoduchým výpočtom podľa rovnice (30) prevedená táto hodnota na hladinu akustického výkonu. Tá by bola už braná ako výsledná a smerodajná.



Rovnice na výpočet priemeru hladín ak. tlakov a výsledného výkonu sa počítajú podľa [27] nasledovne:

$$L'_p = 10 \log \left[\frac{1}{N_m} \sum_{i=1}^{N_m} 10^{0,1 L_{pi}} \right] \text{ [dB]},$$

kde N_m [-] je počet meracích miest, (29)

L_{pi} [dB] i-ta hodnota hladiny ak. tlaku,

$$L_w = L'_p + 10 \log \left(\frac{S_m}{S_0} \right) \text{ [dB]},$$

kde S_m [m²] je plošný obsah meracej plochy, (30)

S_0 [m²] referenčná meracia plocha.

Výpočtové vzťahy na meranie hluku sú omnoho zložitejšie. Ja som vo svojich výpočtových postupoch nezohľadňoval korekcie na hluk v pozadí a korekcie na skúšobné prostredie. Vyššie spomenutý postup bola len akási zjednodušená ukážka merania/stanovenia hodnoty akustického výkonu.



ZÁVER

Ako prvým bodom bolo zoznámenie sa s automobilovou prevodovkou ako takou. Výstižne a správne popísať jej základné konštrukčné časti. Rozoznať jednotlivé súčasti v skrini prevodovky, ich vzájomnú technickú spojitosť. Následne na základe tohto poznania bolo možné prejsť ku ďalšej pre diagnostiku veľmi podstatnej časti. A to ku samotnému stanoveniu možných budiacich zdrojov vibrácií a hluku. Medzi prioritné zdroje patrili ozubené súkolesia a ich odvalujúce sa zuby v zábere, ložiská a popri nich zahrnuté všetky vedľajšie časti (rotujúce hriadele a masívna konštrukcia skrine), ktoré pôsobili ako prenosové súčasti, cez ktoré sa vibračné signály šírili.

Jadro mojej bakalárskej práce je tvorené NVH diagnostikou. Pri meraní vibrácií sa z kontaktných snímačov je najčastejšie využívaný šmykový snímač zrýchlenia. Spomedzi spomenutých snímačov zrýchlenia má najlepšie parametre. Keďže niektoré prípady merania vibrácií kontaktným spôsobom sú z praktického hľadiska logicky vylúčené, z tohto dôvodu sa viac a viac „tlačia“ do popredia moderné bezkontaktné vibračné snímače. Ich najväčšou nevýhodou je zrejme to, že nie sú v súčasnosti až tak cenovo dostupné v porovnaní s tými kontaktnými snímačmi. Na meranie hluku sú zväčša používané mikrofóny a z nich výhradne zaužívaný typ kondenzátorový mikrofón. Smerodajnou meranou veličinou je akustický tlak pomocou ktorého ďalej vieme výpočtovými vzťahmi dostať hodnotu akustickej intenzity či akustického výkonu, ktorý je základnou charakteristikou, používanou pri vyhodnocovaní a porovnávaní jednotlivých zdrojov hluku.

Na základe získaných poznatkov bolo v závere práce potrebné vypracovať teoretický návrh spôsobu diagnostiky na ľubovoľne zvolenú automobilovú prevodovku. Celá diagnostika - frekvenčný rozbor, umiestnenie snímačov zrýchlenia a hluku bola aplikovaná na automobilovú prevodovku 02J od firmy Škoda Octavia. Avšak z dôvodu nedostatku podkladov bola nutnosť si niektoré rozmery a hodnoty otáčok domyslieť, preto na výsledné hodnoty, závislosti pri frekvenčnom rozbere by sa v žiadnom prípade nemal brať ohľad. Išlo len o názornú ukážku toho, na akom princípe, resp. akým spôsobom sa vypočítava frekvenčný rozbor.

V poslednom bode bakalárskej práce je zhrnutá ukážka získania hodnôt akustického výkonu prostredníctvom mikrofónu v pár bodoch. Je zřejmé, že praktická diagnostika automobilovej prevodovky by vyzerala omnoho zložitejšie a určite by tak prekračovala rámec bakalárskej práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily: převody*. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, 155 s. ISBN 978-80-87143-12-4.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2
- [3] KURUC, Cyril. *Aplikace moderních diagnostických metod na ekologickou optimalizaci strojů*. Brno 2006. 20 s. Školiteľ Pojednania ku štátnej doktorskej skúške doc. Ing. Ivan Mazúrek, CSc.
- [4] SMITH, J. *Gear noise and vibration*. New York: Marcel Dekker, c1999, x, 186 s. Mechanical engineering. ISBN 08-247-6005-0
- [5] KUKLA, Pavel. *Diagnostické sledování a vyhodnocení technického stavu převodovek elektrických jednotek s cílem zvýšení provozní spolehlivosti*. Pardubice 2009. 96 s. Školiteľ Dizertačnej práce Prof. Ing. Milan Lánský, DrSc.
- [6] Tribotechnika. *Netradičné poruchy - rezonančný jav a jeho riešenie v praxi* [online]. Techpark [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <<http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12012/netradicne-poruchy-rezonancny-jav-a-jeho-riesenie-v-praxi.html>>
- [7] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace. Měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s. ISBN 80-901936-2-5
- [8] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2. / . Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s. Učebné texty vysokých škôl (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-3060-5.
- [9] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Vibrační diagnostika*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012, 1 DVD-ROM. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: <<http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>>
- [10] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získávaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997, 174 s. ISBN 80-901-9361-7. Dostupné z: <<http://homel.vsb.cz/~tum52/publications/Tuma-kniha1.pdf>>
- [11] *KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SILNIČNÍCH VOZIDEL V MHD: Stupňové mechanické převodovky s ozubenými koly - základní přehled a poruchy* [online]. [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <<http://kds.vsb.cz/mhd/konstrukce-prevodovky.htm>>
- [12] Vw-club. *Technické informace a zajímavosti - VW GOLF V* [online]. 2007 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <<http://www.vw-club.cz/download/file.php?id=34298>>
- [13] *Opotrebenie ozubenia* [online]. 11.10.2009 [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <http://rc-tamiya.cekuj.net/upload/clanok_10/pitting_1.jpg>



- [14] Wzl.rwth-aachen: Field of Research Tooth Contact Analysis and Dynamic Simulation. *Publikationen aus dem Tätigkeitsbereich Tooth Contact Analysis and Dynamic Simulation* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <[http://www.wzl.rwth-aa-chen.de/_C1256E970034898A.nsf/html/en_968c7c7a48f780bbc125707c003b308c.htm/\\$FILE/Bild2.jpg](http://www.wzl.rwth-aa-chen.de/_C1256E970034898A.nsf/html/en_968c7c7a48f780bbc125707c003b308c.htm/$FILE/Bild2.jpg)>
- [15] *Diferenciál (mechanika)* [online]. [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/e/e1/Differential_gear_%28PSF%29.png/640px-Differential_gear_%28PSF%29.png>
- [16] KAŇKA, Jan. *Deklinace slunce v průběhu desetiletí* [online]. 19.3.2012 [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <<http://stavba.tzb-info.cz/docu/clanky/0083/008381o2.png>>
- [17] *Mikrofón* [online]. [cit. 2015-04-24]. Dostupné z: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/6/60/Kondensatormikrofon_SK.svg/800px-Kondensatormikrofon_SK.svg.png>
- [18] AUTO. LÁNÍK, Ondřej. *Převodovka DSG: podrobný popis* [online]. 9.6. 2004. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <<http://www.auto.cz/prevodovka-dsg-podrobny-popis-16887>>
- [19] Autorevue. LITZMAN, Marek. *DSG: sekvenční řazení se dvěma spojkami (jak to funguje)* [online]. 7. 2. 2005. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/dsg-sekvencni-razeni-se-dvema-spojками-jak-to-funguje_2>
- [20] Senzorika.leteckafakulta. *Statické vlastnosti snímačův.* [online]. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <<http://www.senzorika.leteckafakulta.sk/?q=node/62>>
- [21] VDOLEČEK, František. 2002. *SPOLEHLIVOST A TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA*. Brno. Dostupné také z: <<http://autnt.fme.vutbr.cz/lab/a1-731a/FSD.pdf>>. Text pro podporu výuky v kombinovaném studiu. Vysoké učení technické v Brně.
- [22] Micro-Epsilon. *Senzory, snímače* [online]. 1998 [cit. 2011-04-22]. Dostupné z <<http://www.micro-epsilon.cz>>
- [23] LAJZA, Petr. Využití laserinterferometru ML 10 GOLD pro snímání vibrací bezdotykovým způsobem : The utilization of laserinterferometer ML 10 GOLD for vibration sensing by using the non-contact method. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2008. Diplomová práce. Vedoucí práce doc. Ing. Vladimír Pata, Dr.
- [24] Polytec. *Vibration Sensors* [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <<http://www.polytec.com/us/products/vibration-sensors/>>
- [25] POLYTEC. *Vibrometer Single Point: Sensor Head OFV-505/-503*. Polytec GmbH, Polytec Platz 1-7, 76337 Waldbronn/Germany, 2004, 45 s.
- [26] Skolahostivar. *Pro změnu točivého momentu a otáček montuje ŠKODA do vozů OCTAVIA moderní plně synchronizované převodovky* [online]. [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <<http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/18.pdf>>



- [27] KUČERA, Miroslav. FAKULTA STROJNÍ ČVUT V PRAZE. ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ. *Stanovení hladin akustického výkonu zdroju hluku pomocí akustického tlaku: Provozní metoda ve volném poli odrazivou plochou podle ČSN ISO 3746* [online]. [cit. 2015-05-23].
- [28] ČSN ISO 3746: Akustika. Určení hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku. Provozní metoda ve volném poli nad odrazivou rovinou. Český normalizační institut. 1996.

**Zoznam Použitých Skratiek a Symbolov**

a	[m.s ⁻²]	Zrýchlenie
B _d	[mm]	Priemer valivého elementu
B _{PFI}	[Hz]	Frekvencia pri poruche vnútorného krúžku
B _{PFO}	[Hz]	Frekvencia pri poruche vonkajšieho krúžku
BSF	[Hz]	Frekvencia pri poruche na valivom telese
CPB	[-]	Constant Percentage Bandwidth
d	[m]	Vzdialenosť mikrofónu od meranej plochy objektu
DFT	[-]	Diskrétna Furierova transformácia
DV	[mm]	Priemer valivého členu
f	[Hz]	frekvencia
f _c	[Hz]	Stred frekvenčného pásma
f _d	[Hz]	Dolná hranica frekvenčného pásma
FFT	[-]	Fast Furier Transform - rýchla Furierova transformácia
f _h	[Hz]	Horná hranica frekvenčného pásma
F _k	[-]	Koeficient
f _L	[Hz]	Poruchová frekvencia ložiska
FTF	[Hz]	Frekvencia pri poruche kliečky
f _z	[s ⁻¹],[Hz]	Zubová frekvencia
g	[m.s ⁻²]	Gravitačné (ťažové) zrýchlenie - 9,81
I	[W/m ²]	Akustická intenzita
i,j	[-]	Jednotkové vektory
I ₀	[W/m ²]	Referenčná hodnota akustickej intenzity
k	[-]	Koeficient
L _I	[dB]	Hladina akustickej intenzity
L _p	[dB]	Hladina akustického tlaku
L _p [‘]	[dB]	Priemerná hodnota hladiny ak. tlaku
L _{pi}	[dB]	I-ta hodnota hladiny ak. tlaku
L _w	[dB]	Hladina ak. výkonu
N	[-]	Počet vzoriek signálu
n	[Hz]	Otáčky rotoru
n ₁	[s ⁻¹]	Počet otáčok na prvom ozubenom kolese
n ₂	[s ⁻¹]	Počet otáčok na druhom ozubenom kolese



N_m	[-]	Počet meracích miest
N_v	[-]	Počet valivých členov
NVH	[-]	Všeobecný názov pre diagnostiku hluku a vibrácií
p	[Pa]	Akustický tlak
p_0	[Pa]	Referenčná hodnota akustického tlaku
p_a	[Pa]	Amplitúda akustického tlaku
P_d	[mm]	Roztečný priemer ložiska
p_{ef}	[Pa]	Efektívna hodnota akustického tlaku
Q	[C]	Elektrický náboj
RS	[-]	Rýchlostný stupeň
S	[m ²]	Plocha
S_0	[m ²]	Referenčná meracia plocha - hodnota 1 m ²
S_m	[m ²]	Plošný obsah meracej plochy
t	[s]	Čas
T	[s]	Periódna, doba jedného kmitu
v	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť
v_{ef}	[m.s ⁻¹]	Efektívna hodnota akustickej rýchlosti
W	[W]	Akustický výkon
W_0	[W]	Referenčná hodnota akustického výkonu
x	[m]	Výchylka
x_a	[m]	Amplitúda výchylky
x_{ef}	[-]	Efektívna hodnota
x_i	[-]	Postupnosť
x_{str}	[-]	Stredná hodnota
y	[-]	Výstupná (efektívna) hodnota
y_0	[-]	Počiatočná (referenčná) hodnota
z	[-]	Vstupný signál
z_0	[-]	Náhodná veličina
z_1	[-]	Počet zubov na ozubenom kolese, uloženom na vstupnom hriadeli
z_2	[-]	Počet zubov na ozubenom kolese, uloženom na výstupnom hriadeli
β	[°],[rad]	Stykový uhol
Δf	[-]	Absolutna hodnota šírky frekvenčného priepustného pásma
π	[-]	Ludolfovo číslo (konštanta)



φ	[rad]	Uhlová dráha
ω	[rad.s ⁻¹]	Uhlová frekvencia