ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

Diplomová práce

Diagnostika zdrojů hluku převodové skříně

2018

Bc. Tomáš Vaněk

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vaněk** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **420480**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Diagnostika zdrojů hluku převodové skříně

Název diplomové práce anglicky:

Diagnosing Gearbox Noises

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Na základě rešerše možných poruch převodovek, měření vibrací převodovky a příslušné analýzy stanovte pravděpodobné příčiny nežádoucího hluku. Vytvořte program pro automatickou analýzu změřených vibrací se zaměřením na diagnostiku převodovek. Program aplikujte na naměřená data a porovnejte jeho výstupy s výsledky ručně provedené analýzy.; Osnova práce: 1) Rešerše možných zdrojů poruch a hluku převodových skříní, metod a prostředků pro měření a analýzu vibračních dat; 2) Změření vibrací převodovky a stanovení možných příčin nežádoucího hluku; 3) Kontrola zda může být hluk způsoben nesprávnou výrobou ozubených kol; 4) SW program (skript) pro automatickou analýzu vibračních dat se zaměřením na diagnostiku převodovek; 5) Aplikace programu na naměřená data a porovnání jeho výstupů s výsledky ručně provedené analýzy; Rozsah textové části 60-80 stran;

Seznam doporučené literatury:

ŠALAMOUN, Čestmír. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha: SNTL, 1990. ISBN 8003005329.
TŮMA, Jiří. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
NĚMEČEK, Pavel a Elias TOMEH. Vibrační diagnostika základních závad strojů. Liberec, 2010. Skripta. TUL.
ZAPLATÍLEK, Karel a DOŇAR, Bohuslav. Matlab - začínáme se signály. 1.vyd. Praha: BEN, 2006. ISBN 80-7300-133-0

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. David Burian, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **12.04.2018** Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2018**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2018**

Ing. David Burian, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	Ing. Petr Kolář, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30. 4. 2018 Datum převzetí zadání	Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v přiloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 13.7.2018 …….

podpis

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval panu Ing. Davidu Burianovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval pracovníkům firmy RETOS VARNSDORF s.r.o, za odborné konzultace a umožnění vzniku této práce. V neposlední řadě bych také chtěl poděkovat celé své rodině, přítelkyni a také přátelům za jejich podporu.

Anotace

Autor:	Bc. Tomáš Vaněk
Název DP:	Diagnostika zdrojů hluku převodové skříně
Rozsah práce:	115 stran
Akademický rok:	2017/2018
Škola:	České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú 12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. David Burian, Ph.D.
Zadavatel:	RETOS VARNSDORF s.r.o.
Využití:	Identifikace zdrojů vibrací způsobujících hluk vřeteníků
Klíčová slova:	ozubená kola, vibrodiagnostika, hluk, převodové skříně
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá problematikou vibrací a s nimi souvisejícím hlukem vřeteníků vodorovných vyvrtávaček firmy RETOS VARNSDORF s.r.o. Cílem práce je provedení analýzy vřeteníků a vytipování možných zdrojů nežádoucího hluku.

Annotation

Author:	Bc. Tomáš Vaněk
Title:	Diagnosing Gearbox Noises
Extent:	115 pages
Academic year:	2017/2018
University:	Czech technical university in Prague, Faculty of mechanical engineering
Department:	Ú 12135 - Department of production machines and equipment
Supervisor:	Ing. David Burian, Ph.D.
Submitter:	RETOS VARNSDORF s.r.o.
Application:	Identification of vibration sources causing gearbox noise
Key words:	gears, vibro-diagnostics, noise, gearboxes
Annotation:	This diploma thesis deals with the issue of vibrations and the related noise of gearboxes of horizontal boring machines of the company RETOS VARNSDORF s.r.o. The aim of the thesis is to analyze the gearboxes and identify potential sources of undesirable noise.

Přehled použitých zkratek

Zkratka	Význam
DP	diplomová práce
FFT	rychlá Fourierova transformace
GMF	zubová frekvence
pH (Přední_H)	přední horizontální akcelerometr
RMS	efektivní hodnota
ŘS	řídicí systém
V	vertikální akcelerometr
VCSVTT	Výzkumného centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii
VDF	Varnsdorf
zH (Zadní_H)	zadní horizontální akcelerometr
1x	první harmonická frekvence
2x	druhá harmonická frekvence
3x	třetí harmonická frekvence
4x	čtvrtá harmonická frekvence

Přehled použitých veličin a symbolů

Značka	Jednotka	Popis
a	[m/s^2]	zrychlení vibrací
BD	[mm]	průměr valivého tělíska
$BPFI$	[Hz]	kinematická frekvence vnitřního kroužku ložiska
$BPFO$	[Hz]	kinematická frekvence vnějšího kroužku ložiska
BSF	[Hz]	kinematická frekvence valivých tělísek ložiska
D	[mm]	roztečný průměr
D_a	[mm]	hlavový průměr
D_b	[mm]	průměr základní kružnice
D_f	[mm]	patní průměr
df	[Hz]	frekvenční krok
f	[Hz]	frekvence
f_{fr}	[-]	úchylka profilu zubu
f_{GMF}	[Hz]	zubová frekvence
F_{kr}	[-]	úchylka sklonu zubu
f_{MAX}	[Hz]	frekvence maximální amplitudy
f_n	[Hz]	otáčková frekvence
f_{ptr}	[-]	úchylka čelní rozteče
f_r	[Hz]	otáčková frekvence vnitřního kroužku ložiska
FTF	[Hz]	kinematická frekvence klece ložiska
I	[-]	pozice maxima v subvektoru amplitud
k	[-]	pozice kurzoru ve vektoru amplitud
k_{ha}	[-]	součinitel výšky hlavy
k_{hf}	[-]	součinitel hloubky paty
m	[-]	modul
M_{dk}	[mm]	kontrolní míra přes kuličky
M_z	[mm]	kontrolní míra přes zuby
N	[-]	počet vzorků

n	[ot/min]	otáčky
p	[-]	počet valivých tělísek ložiska
PD	[mm]	roztečný průměr valivých tělísek
P_t	[mm]	čelní rozteč
s	[-]	počet prvků na frekvenční rozsah ve vektoru amplitud
T	[s]	perioda
$T\alpha$	[s]	perioda opakování záznějí
$T\beta$	[s]	perioda opakování modulace
t	[s]	čas
v	[m/s]	rychlost vibrací
x	[m]	výchylka vibrací
xm	[mm]	posunutí profilu
z	[-]	počet zubů
α	[°]	úhel záběru
β	[°]	stykový úhel
ε	[-]	součinitel trvání záběru
Ω	[Hz]	první vlastní frekvence
ω	[rad/s]	kruhová frekvence

Obsah

1 Úvod ... 13
1.1 Cíle práce ... 13
2 Rešerše ... 14
2.1 Ozubená kola v převodových ústrojích ... 14
2.1.1 Rozdělení ozubených soukolí ... 14
2.1.2 Vliv materiálů ozubených kol na hlučnost ... 16
2.1.3 Vliv přesnosti výroby ozubených kol na hlučnost ... 17
2.1.4 Poruchy ozubení ... 19
2.1.5 Modifikace ozubení ... 23
2.1.6 Třída přesnosti ozubení ... 24
2.1.7 Převodové skříně u obráběcích strojů ... 24
2.1.8 Základní způsoby řazení ozubenými koly z pohledu hlučnosti ... 25
2.1.9 Hlučnost převodovek ... 26
2.2 Základy měření vibrací ... 27
2.2.1 Senzory pro měření vibrací ... 27
2.2.2 Parametry vibrací ... 27
2.2.3 Charakteristiky signálu ... 28
2.2.4 FFT analýza ... 30
2.2.5 Spektrogramy ... 30
2.2.6 Synchronní filtrace ... 31
2.2.7 Řádová analýza ... 32
2.2.8 Cepstrum ... 33
2.2.9 Obálka zrychlení ... 34
2.3 Diagnostika převodovek ... 34
2.3.1 Frekvence ve spektru převodovek ... 35

2.3.2 Umísťování snímačů ... 36
2.3.3 Projevy konkrétních poruch ... 37
3 Měření vibrací převodovek a ruční analýza dat ... 42
3.1 Specifikace stroje ... 42
3.2 Specifikace vřeteníků ... 43
3.2.1 Dvouřadý vřeteník ... 46
3.3 Příprava měření ... 47
3.4 Měření ... 52
3.4.1 Značení provedených měření ... 53
3.4.2 Popis a okolnosti měření vřeteníků 2R1 a 2R2 ... 53
3.4.3 Popis a okolnosti měření vřeteníku 4R1 ... 55
3.4.4 Popis a okolnosti měření vřeteníku 2R3 ... 57
3.4.5 Tabulka měření ... 59
3.4.6 Rozmístění senzorů ... 60
3.5 Příprava vyhodnocování ... 61
3.5.1 Použitá ložiska ... 61
3.5.2 Tabulky pro výpočet frekvencí ... 63
3.6 Vyhodnocování ... 66
3.6.1 Spektra rychlosti vibrací 0Hz až 6,4kHz ... 66
3.6.2 Časové záznamy ... 67
3.6.3 Spektra rychlosti vibrací 0Hz až 100Hz ... 71
3.6.4 Obálka zrychlení ... 74
3.6.5 Vlastní frekvence ... 76
3.6.6 Celkové hodnoty vibrací ... 79
3.6.7 Cepstrální analýza ... 80
3.6.8 Termosnímky ... 81

3.6.9 Závěry z ručně provedené analýzy ... 82
4 Kontrola správné výroby ozubených kol ... 84
4.1 Přepočet parametrů soukolí ... 84
4.2 Kontrola špatné korekce ... 86
4.3 Kontrola optimálního návrhu ... 88
4.4 Porovnání výroby ozubených kol ... 89
4.5 Závěr z kontroly soukolí ... 89
5 Program pro automatickou analýzu vibračních dat ... 90
5.1 Tvorba programu ... 90
5.2 Uživatelský manuál ... 100
5.3 Aplikace programu na naměřená data ... 102
5.3.1 Spektra rychlosti vibrací ... 102
5.3.2 Obálka zrychlení ... 104
5.4 Porovnání výsledků ... 105
6 Závěr ... 106
7 Seznamy ... 108
7.1 Seznam obrázků ... 108
7.2 Seznam tabulek ... 111
7.3 Seznam použité literatury ... 112
7.4 Seznam použitého softwaru ... 114
7.5 Seznam příloh ... 115
7.5.1 Textové přílohy ... 115
7.5.2 Elektronické přílohy ... 115

1 Úvod

Tato práce se zabývá problematikou vibrací převodových ústrojí vřeteníků vodorovných vyvrtávaček firmy RETOS VARNSDORF s.r.o. Tyto vřeteníky za provozu vibrují, což má za následek hluk, který má subjektivně nepříjemný charakter. Hlučnost těchto převodovek způsobená vibracemi, ať již v zatíženém či nezatíženém stavu, nepřekračuje limity stanovené pro obráběcí stroje. Hraje ovšem významnou roli v uživatelském komfortu. Snahou výrobce je tedy tento projev do maximální možné míry eliminovat. Z těchto důvodu, se tato práce bude zabývat měřením, vibrodiagnostikou, snahou o efektivnější způsob vyhodnocování naměřených dat a kontrolou správné výroby ozubených kol vřeteníků. To vše za účelem vytipování nejpravděpodobnějších zdrojů, které mají tento hluk za následek.

1.1 Cíle práce

Cíli práce je provést rešerši možných zdrojů hluku převodových skříní, dále metod a prostředků užívaných pro analýzu dat, získaných z měření vibrací převodových ústrojí.

Následné uskutečnění samotného měření vibrací vřeteníků a na základě ručně povedené analýzy, s použitím vhodných prostředků, stanovení možných příčin nežádoucího hluku.

Dalším cílem je provedení kontroly, která by určila, zda hluk nemůže být způsoben nesprávnou výrobou ozubených kol do převodových ústrojí vřeteníků.

Pro zefektivnění vyhodnocování, je rovněž cílem práce vytvoření programu určeného k automatizované analýze vibračních dat, získaných z měření převodových ústrojí vřeteníků. Pro zhodnocení správné funkce, bude následně tento program podroben kontrole. Program bude aplikován na naměřená vibrační data a získané výstupy budou porovnány s výsledky ručně provedené analýzy.

2 Rešerše

V této kapitole je pojednáno o možných zdrojích hluku v převodových skříních. Dále jsou zde popsány metody a prostředky pro měření a analýzu vibračních dat.

2.1 Ozubená kola v převodových ústrojích

Ozubená kola jsou jedním z hlavních zdrojů vibrací a potažmo hluku v převodových skříních. V této části je problematika ozubených kol, soukolí a převodů rozebrána dle různých aspektů, které mají vliv na plynulost chodu a s tím spojenou hlučnost ozubených převodů.

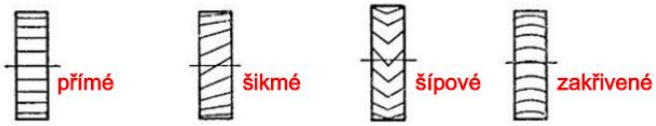
Ozubená kola jsou nejdůležitějším a nejpoužívanějším členem v silově namáhaných kinematických řetězcích obráběcích strojů. Jedná se o strojní součásti sloužící k přenosu rotačního pohybu a mechanické energie mezi dvěma hřídelemi. Řadí se mezi převody se stálým převodovým poměrem a malou osovou vzdáleností. Kromě těchto charakteristik, musí ozubení vyhovět dalším funkčním požadavkům, jako je například vysoká únosnost, účinnost, plynulý a také klidný chod. Problémem ovšem je skutečnost, že právě ozubená kola jsou často jedním z hlavních zdrojů vibrací i hluku v pohonech obráběcích strojů.[1][5]

2.1.1 Rozdělení ozubených soukolí

Ozubená soukolí jsou po teoretické stránce velmi rozsáhlou a rozvětvenou problematikou. Je tedy možné rozdělovat je dle různých parametrů a kritérií. Zde je rozdělení podle základních provedení, která mají nejvýznamnější vliv na plynulost záběru a klidnost chodu.

Dle tvaru zubů

Různé tvary zubů, které se používají na ozubených kolech, jsou na obrázku 2.1.



Obr. 2.1 Tvary zubů ozubených kol [8]

- zuby přímé

Mají nulový úhel sklonu zubů. Z pohledu hlučnosti jsou přímé zuby nejméně vhodné. Používají se zejména u pomaloběžných a také velmi zatížených soukolí. Pokud jsou použity u soukolí rychloběžných, bývají použity tam, kde by mohlo být komplikované zachytávání axiálních sil a zvýšená hlučnost zde nepředstavuje zásadní problém. Tato ozubení jsou nejjednodušší na výrobu a z tohoto důvodu také nejrozšířenější. Dalším případem pro uplatnění přímých zubů je všude tam, kde dochází k řazení převodů přesuvnými koly.[5][9]

- zuby šikmé
- zuby šípové
- zuby zakřivené (spirální, kruhové, obloukové)

Mají nenulový úhel sklonu zubů. Tyto typy zubů se používají u rychloběžných soukolí. Oproti přímým zubům vykazují nižší hlučnost a lepší únosnost. To je zapříčiněno delším záběrem po délce zubů a větší styčnou plochou zubů. Tyto vlastnosti příznivě ovlivňují plynulost a klidnost chodu. Nevýhodu pak představuje složitější výroba a vznik axiálních sil.[5][9]

Dle tvaru křivky profilu zubu

- evolventní
- cykloidní

V současnosti jsou používána především ozubená kola s vytvořeným evolventním profilem boku zubů. Při užití obou profilů, evolventního i cykloidního, je zachován konstantní převodový poměr po celou dobu trvání záběru, čímž je naplněn základní požadavek na ozubené převody. Mezi výhody cykloidního profilu patří nižší opotřebení a třecí ztráty, což se příznivě podílí na klidnosti chodu. Oproti tomu pro výrobu evolventního ozubení stačí jednodušší nástroj. Nedostatky evolventního profilu je však možné do značné míry snížit užitím vhodně zvolených korekcí.[5]

2.1.2 Vliv materiálů ozubených kol na hlučnost

Materiál ozubených kol má významný vliv na výslednou hlučnost převodových ústrojí. V dnešní době se ozubená kola vyrábějí z nejrůznějších materiálů dle konkrétních požadavků. Nejčastěji jsou používány následující materiály.

Oceli

Nejčastěji používaným materiálem ozubených kol jsou oceli. V případě přenášení malých krouticích momentů jsou užívány na jejich výrobu běžné konstrukční oceli třídy 11. Pokud jsou přes ozubená kola přenášeny velké výkony, vyrábějí se kola z ocelí tříd 12, 14 nebo 16 a následně se zušlechťují. Nevýhodou ocelových ozubených kol je však jejich zvýšená hlučnost, která je zapříčiněná zejména nízkým tlumením oceli.[1][10]

Šedá litina

V aplikacích kde jsou užita ozubená kola větších rozměrů, jsou ozubená kola často odlévána ze šedé litiny. Z hlediska hlučnosti je použití šedé litiny jako materiálu ozubených kol oproti oceli výhodnější. Šedá litina je totiž známá svou schopností útlumu chvění což výslednou hlučnost příznivě ovlivňuje.[1][10]

Neželezné kovy

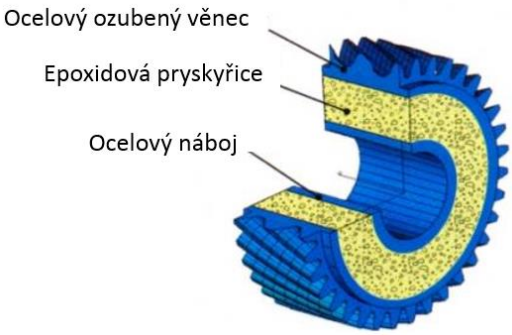
Další materiály, které se k výrobě kol používají, jsou neželezné kovy. V této kategorii jsou nejběžněji používaným materiálem bronzy. Velkou výhodou tohoto materiálu jsou jeho dobré kluzné vlastnosti a lepší útlum chvění, čímž vykazují klidnější a tišší chod. Bronzové slitiny se využívají zejména pro výrobu šnekových kol ve šnekových soukolích.[10]

Plasty

V současné době s vývojem plastových materiálů, jsou plasty jako materiál pro výrobu ozubených kol stále rozšířenější. Z důvodu jejich dobrých tlumících vlastností vznikajících rázů a vibrací a odolnosti proti korozi jsou tak plastová ozubená kola hojně využívána například ve vzduchotechnice, tiskařských nebo balicích strojích. V porovnání s ocelovými koly však zůstává velkou nevýhodou možnost přenášení výrazně nižších výkonů.[11]

Kompozitní materiály

Jako materiály pro výrobu ozubených kol se dnes využívají i nejrůznější kompozity. Příkladem může být výroba ozubených kol, která jsou tvořena kombinací oceli a epoxidové pryskyřice. Ocel je v takovém případě užita na namáhané častí, jako je ozubení a náboj ozubeného kola. Ocelové části jsou pak propojeny epoxidovou pryskyřicí viz. obrázek 2.2. V porovnání s ocelovými koly se tímto způsobem dá dosáhnout snížení hmotnosti o 40% a současně i snížení hladiny hluku až o 15dB. Oproti obdobným ocelovým kolům však dochází i k poklesu únosnosti na 80%. [11]



Obr. 2.2 Kompozitní ozubené kolo [11]

2.1.3 Vliv přesnosti výroby ozubených kol na hlučnost

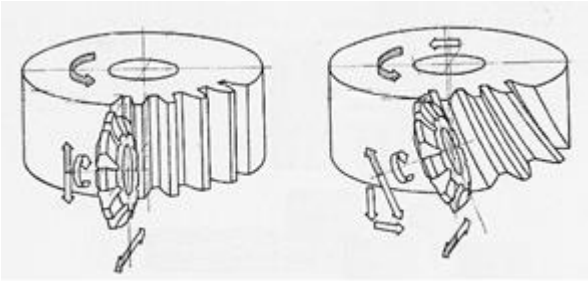
Na plynulost chodu a s tím související hluk ozubených převodů má výrazný vliv také přesnost výroby ozubených kol. Ozubená kola se dají vyrábět různými způsoby. Každá z dnes využívaných technologií pro výrobu ozubených kol má své výhody i nevýhody a je nutné, vybrat daný způsob výroby tak, aby vyrobené kolo splňovalo požadavky, které jsou na něj kladeny.

Frézování

Základním způsobem výroby ozubených kol je frézování. Frézovat ozubená kola je možné několika způsoby.

- Frézování dělicím způsobem

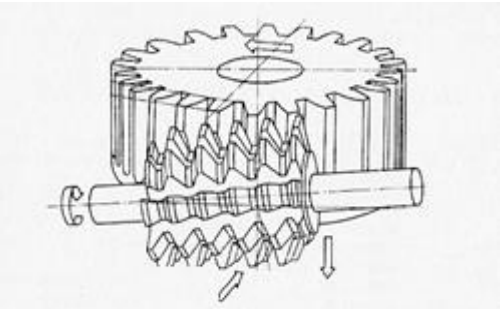
Dělicím způsobem, který je schématicky naznačen na obrázku 2.3, je možné vyrábět čelní ozubená kola s přímými a s jistými omezeními i se šikmými zuby. Tento způsob výroby ozubených kol je časově náročný a z hlediska kvality ozubeného kola i méně přesný.[12]



Obr. 2.3 Frézování ozubení dělicím způsobem [12]

- Frézování odvalovacím způsobem

Tento způsob výroby viz. obrázek 2.4, je velmi produktivní a pro výrobu ozubených kol nejpoužívanější. Odvalovacím způsobem lze vyrábět čelní ozubená kola s přímými i šikmými zuby. Z pohledu přesnosti výroby je zde dosaženo příznivého poměru mezi přesností a produktivitou výroby.[13]



Obr. 2.4 Frézování ozubení odvalovacím způsobem [13]

Obrážení

Výroba ozubených kol technologií obrážení se řadí mezi velmi přesné způsoby výroby. Tímto způsobem lze vyrábět čelní ozubená kola s přímými zuby a vhodným naklopením i se šikmými a šípovými zuby. Dále pak kola kuželová, rovněž se zuby přímými i šikmými. Ozubená kola se dají obrážet třemi základními způsoby, přičemž jednotlivé způsoby se mezi sebou liší zejména kinematikou řezných pohybů.[14]

- Obrážení metodou Maag
- Obrážení metodou Parkinson
- Obrážení metodou Fellows

Protahování

Jedná se o velice výkonnou a přesnou technologii výroby ozubených kol. Nástrojem pro výrobu je protahovací trn, který má na svém konci kalibrovací zuby, které již neodebírají materiál a pouze zpřesňují tvar. Díky kalibrovacím zubům není potřeba ozubená kola vyrobená protahováním dále brousit. Nevýhodou této technologie jsou však vysoké náklady na pořízení nástroje (protahovacího trnu). [14]

2.1.4 Poruchy ozubení

Zdrojem hluku převodovek mohou být i poruchy v ozubení, které výrazným způsobem ovlivňují plynulost záběru. Poruchy se dají v základu rozdělit na dvě hlavní kategorie. Jednou z nich jsou chyby vzniklé již při samotné výrobě ozubených kol a druhou pak poruchy ozubení, které vznikají až za provozu ozubených převodů.[1]

Chyby vzniklé při výrobě ozubených kol

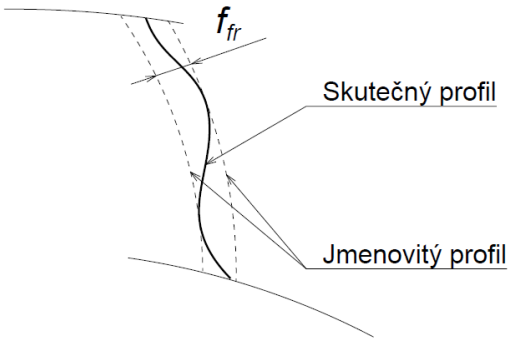
Chyby ve výrobě mohou být příčinou chvění a hluku převodu a následně celého stroje za provozu.

- Úchylka rozteče

Tato chyba vypovídá o tom, s jakou přesností se při výrobě podařilo rozmístit jednotlivé zuby po obvodu kola. Úchylka čelní rozteče jednotlivých zubů se značí f_{ptr} a vyjadřuje rozdíl mezi skutečnou a teoretickou obvodovou čelní roztečí P_t. Úchylek rozteče lze na ozubeném kole naměřit tolik, kolik má dané kolo zubů.[1]

- Úchylka profilu zubu

V případě chyb v podobě nepřesnosti tvaru profilu zubu je zjišťována úchylka profilu f_{fr} viz. obrázek 2.5. Tato hodnota vyjadřuje vzdálenost mezi dvěma ideálními jmenovitými profily, mezi kterými se nachází část skutečného profilu, který je vyroben na daném kole.[1]



Obr. 2.5 Úchylka profilu zubu

- Úchylka sklonu zubu

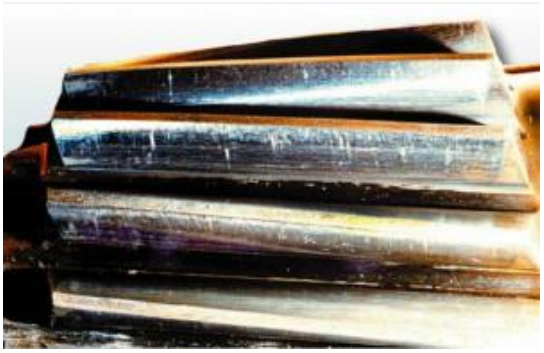
Nepřesnost sklonu zubu na vyrobeném kole je udávána úchylkou tvaru a polohy čáry dotyku F_{kr}. Ta udává vzdálenost dvou ideálních čar dotyku boku zubů v rovině záběru, mezi kterými se nachází aktivní část skutečné čáry dotyku.[1]

Poruchy ozubení vzniklé za provozu

V průběhu užívání ozubených převodů může nastat celá řada poruch, které výrazným způsobem ovlivňují plynulost chodu a podílí se na hlučnosti převodu.

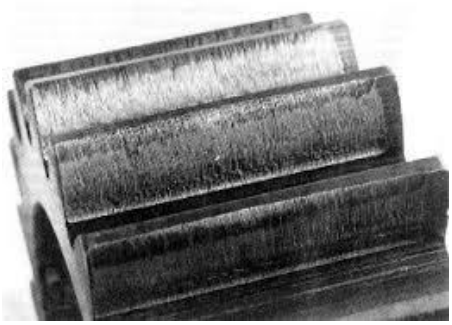
- Opotřebení boků zubů

Při opotřebení boků zubů dochází k odstraňování povrchové vrstvy a to nerovnoměrně po celém boku zubu. V důsledku toho nastává změna profilu zubu. Při přímém, kovovém dotyku spoluzabírajících zubů v důsledku malé tloušťky olejového filmu nastává adhezní opotřebení viz. obrázek 2.6. Při zhoršujícím se adhezním opotřebení se mění profil zubu a dochází ke vzniku vln a rýh na povrchu boku zubů. Předejít vzniku adhezního opotřebení je možné zvětšením vrstvy olejového filmu, zvýšením tvrdosti boků zubů nebo snížením zatížení soukolí. [1] [15]



Obr. 2.6 Adhezní opotřebení boku zubů [15]

Druhým typem opotřebení boků zubů je abrazivní opotřebení viz. obrázek 2.7. K abrazivnímu opotřebení dochází v důsledku výskytu drobných částeček v oleji, kterým jsou kola mazána. Při tomto opotřebení může dojít ke zhoršení kvality boků zubů a k vytvoření rýh. Abrazivní opotřebení mívá zhoršující se charakter, a pokud jsou abrazi kola vystavena delší dobu, dochází k narušení správného fungování soukolí. Možností jak opotřebení takového druhu předejít je použití olejových filtrů a pravidelná kontrola.[1][15]



Obr. 2.7 Abrazivní opotřebení boku zubů [15]

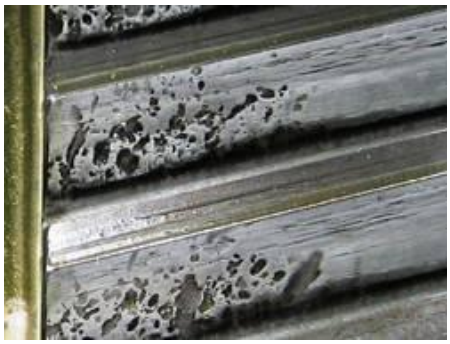
- Zadírání ozubení

V důsledku porušování olejového filmu při vysokých dotykových napětích a zvýšených teplotách nastává kovový dotyk boku spoluzabírajících zubů, který má za následek svaření drobných částí kovu a následné vytržení. Důsledkem tohoto procesu se na bocích zubů vytvářejí rýhy a nárůstky, které se vytvářejí nejčastěji v oblasti hlavy nebo paty zubů. Místní zadírání postihuje jen některé zuby a vzniká v důsledku nerovnoměrnosti zatížení během kontaktu zubů nebo nerovnoměrnou distribucí maziva. Druhým případem je pak závažnější forma zadírání a to zadření celkové, při kterém jsou postiženy všechny nebo velká většina zubů, což mívá za následek kompletní vyřazení soukolí z činnosti. Celkové zadření může být způsobeno přetížením, příliš vysokou rychlostí a teplotou nebo nevhodným či nedostatečným mazáním.[1]

- Pitting

K takzvanému pittingu viz. obrázek 2.8, dochází při působení tření a v důsledku pulzujícího zatížení boku zubů. Působením těchto vlivů vznikají na povrchu únavové trhliny do hloubky asi 20µm, do kterých se následně dostává mazivo. Při záběru a odvalu takto poškozeného boku zubu, dochází k uzavření maziva v trhlině a jeho kompresi.

V důsledku hydrostatických sil pak dojde k odlomení povrchové vrstvy a vznikají jamky. Obecně k pittingu dochází častěji na patě zubů, než na jejich hlavě. Pitting muže pokračovat až do zničení celé funkční plochy zubů, které vede k výraznému hluku z ozubení. Uvádí se, že až v 60% případů je pitting příčinou poškození ozubených převodů.[1] [15]



Obr. 2.8 Pitting [15]

- Vylamování povrchové vrstvy

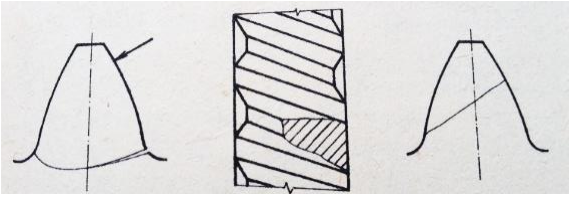
Vylamování povrchové vrstvy u ozubených kol nastává u kol, u kterých byla zvýšena tvrdost povrchu. U takto tvrzené vrstvy pak dochází k jejímu vylamování. Tento způsob poruchy se projeví nejčastěji jen na menším počtu zubů. Vzniklé trhliny jsou orientovány kolmo na povrch a v porovnání s pittingem je plocha vrstvy, u které došlo k vylomení větší. Zamezit vylamování povrchové vrstvy je možné zvýšením tloušťky tvrzené vrstvy.[1]

- Plastická deformace povrchu

V důsledku velkých napětí v zubu, které jsou tvořeny odvalováním a skluzem, dochází na hnacím zubu k plastické deformaci v podobě tvorby rýh a na zubu hnaném ke vzniku vyvýšenin. Tento problém se týká především kol, která jsou vyrobena z měkké oceli a v důsledku nedostatečného mazání. Pokud jsou kola velmi zatížena a jsou-li navíc přítomny torzní kmity, nezřídka kdy dochází také na povrchu k jeho plastickému zvlnění. Zabránit plastické deformaci povrchu je možné eliminací vibrací a redukcí zatížení zubů.[1]

- Ohybový lom

V důsledku ohybové únavy materiálu v patní oblasti zubu nebo následkem zatížení nad mez pevnosti, dochází k vylamování zubů viz. obrázek 2.9. Ohybovému lomu je možné předejít správným návrhem rozměrů a parametrů kol s ohledem na únavu i pevnost.[1]



Obr. 2.9 Ohybový lom zubu [1]

2.1.5 Modifikace ozubení

Vhodnou úpravou geometrie zubů, je možné záběr upravit, aby byl plynulý a vykazoval tak menší hlučnost. Modifikace je záměrně vytvořená odchylka tvaru profilu boku zubu od teoretického. Důvodem, proč se modifikace používají, je snaha o snížení nepříznivých faktorů na chod ozubených soukolí.[1][11]

Nepříznivými faktory jsou:

- deformace zubů způsobená zatížením
- výrobní a montážní nepřesnosti
- teplotní deformace
- deformací ozubení při tepelném zpracování

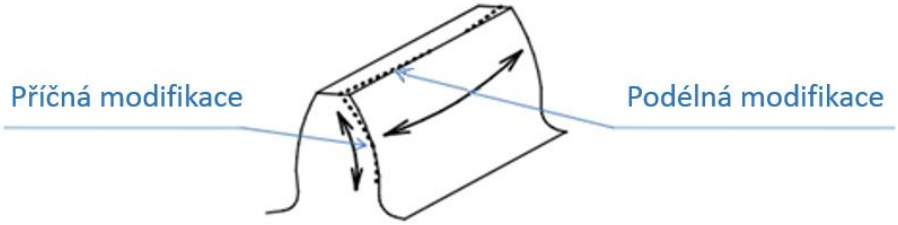
Jsou rozeznávány dva druhy modifikací. Příčná a podélná.

Příčná modifikace

Při příčné (výškové) modifikaci dochází k úpravě ozubení po výšce zubu a to na jeho hlavě nebo patě viz. obrázek 2.10. Touto modifikací jsou kompenzovány nedokonalosti tvaru profilu, nepřesnost roztečí a vlivy způsobené deformací zubu. Všechny tyto jmenované nepřesnosti bývají zdrojem rázů, jenž dynamicky zatěžují konstrukci a způsobují hluk.[1] [7]

Podélná modifikace

Při podélné modifikaci dochází k úpravě ozubení po délce zubu (šířce kola) viz. obrázek 2.10. V důsledku podélné modifikace dochází ke kompenzaci deformací, které jsou zapříčiněny zatížením kol nebo hřídelů. Dále pak úchylkami uložení kol nebo sklonu zubů, v jejichž důsledku dochází k nerovnoměrnému rozložení zatížení po délce zubu. Podélné modifikace je docíleno při dokončovacích operacích.[1] [7]



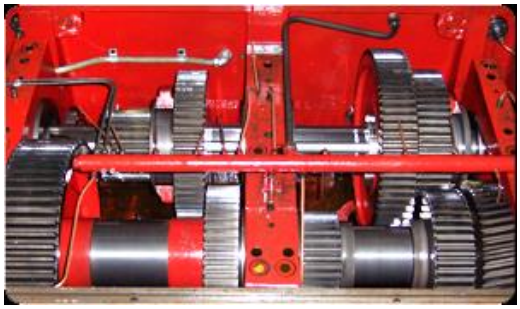
Obr. 2.10 Příčná a podélná modifikace [16]

2.1.6 Třída přesnosti ozubení

Norma ISO 1328 rozděluje ozubená kola do 12 stupňů přesnosti a 4 skupin bočních vůlí. Volba stupně přesnosti závisí na obvodové rychlosti, zatížení, požadavcích na hlučnost, únosnost a rovnoměrnost chodu.[1]

2.1.7 Převodové skříně u obráběcích strojů

Z pohledu dnešních možností řízení otáček elektromotorů, by se na první pohled mohlo zdát, že převodová ústrojí jsou u obráběcích strojů přežitkem. Není to tak úplně pravdou a převodovky mají i budou mít nadále své uplatnění. Díky možnosti efektivně řídit otáčky elektromotorů, došlo ke snížení počtu potřebných převodů v převodovkách, avšak jejich funkce zůstává v mnoha případech nadále nezastupitelná. Příklad převodovky obráběcího stroje s přímými zuby je na obrázku 2.11. Nejčastěji se tak dnes setkáváme s převodovkami jedno, dvou, tří či čtyřstupňovými. Při obrábění nastávají velké rozdíly v požadavcích, které od vřetena požadujeme. Na některé typy operací je zapotřebí velkého krouticího momentu při určitých otáčkách a naopak, jindy zase požadujeme vysoké otáčky. Abychom byli schopni tento rozsah pokrýt s jedním motorem, přicházejí na řadu převody.[6]



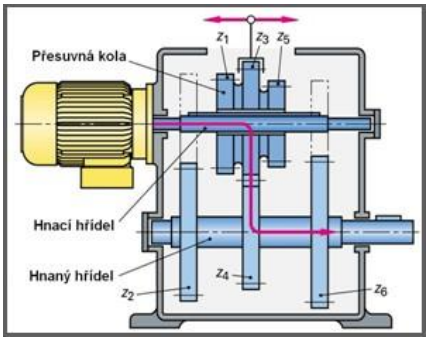
Obr. 2.11 Převodová skříň obráběcího stroje [17]

2.1.8 Základní způsoby řazení ozubenými koly z pohledu hlučnosti

Hlučnost převodových ústrojí je ovlivněna i způsobem, jakým dochází k řazení jednotlivých stupňů. U moderních obráběcích strojů přichází v úvahu dva základní typy způsobů řazení.[6]

Přesuvná kola

Změna otáčkových stupňů při užití přesuvných kol nastává přesouváním ozubených kol po drážkovaných hřídelích do záběru s koly, která jsou pevně spojena s další hřídelí viz. obrázek 2.12. Tento způsob řazení je nutné používat v případech, kdy řazení probíhá za klidu nebo v momentě, kdy se kola sice otáčejí, ale nepřenášejí krouticí moment, aby se předešlo poškození zubů. Výhodou tohoto způsobu z pohledu vibrací a hluku je menší počet kol v trvalém záběru, ovšem je zde větší riziko poškození ozubení při řazení.[6]

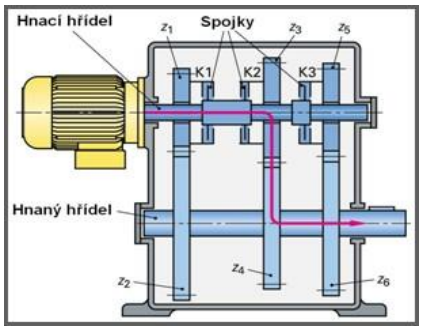


Obr. 2.12 Princip řazení přesuvnými koly [18]

Ozubená kola se spojkami

Při řazení pomocí ozubených kol se spojkami jsou všechna soukolí o různých převodech stále v záběru, přičemž na jedné z hřídelí jsou ozubená kola uložena volně a k pevnému spojení dochází za pomoci spojek různé konstrukce. Princip tohoto

způsobu řazení je na obrázku 2.13. Mezi nevýhody u tohoto provedení řazení oproti přesuvným kolům patří zejména skutečnost, že všechna soukolí jsou neustále v kontaktu, což má vliv na opotřebení a zvýšenou hlučnost. Výhodou naopak je, že je zde možnost použití ozubených kol s různými tvary zubů, které mají lepší záběrové vlastnosti.[6]



Obr. 2.13 Princip řazení se spojkami [18]

2.1.9 Hlučnost převodovek

Na klidnost chodu převodů v převodovkách mají vliv také hřídele a jejich uložení. Platí, že hřídele mají být co nejtužší, to znamená v ideálním případě co možná nejkratší a s velkým průměrem. K jejich uložení v moderních převodových ústrojích se však téměř výhradně používají valivá ložiska. Ta jsou sice provozně spolehlivá, avšak mají nízkou schopnost tlumení případných vibrací a tím hlučnost převodovek nepříznivě ovlivňují. Dalším z významných zdrojů hluku u ozubených převodů je i samotný záběr ozubených kol. Hluk je způsobován při vstupu jednotlivých zubů do záběru a následným odvalováním, při kterém dochází také ke skluzu zubů. Na hlučnost převodovek má velký vliv rovněž tuhost převodové skříně. Zde hraje roli především způsob její výroby, tedy jedná-li se o svařenec nebo odlitek. Je totiž známo, že šedá litina vykazuje lepší schopnost útlumu chvění. V případě nízké tuhosti skříně dochází při zatížení převodů k její deformaci, která způsobuje například nesouososti protilehlých ložisek, což vede k jejich významnému přetěžování. Všechny tyto důsledky se poté značnou měrou podílý na celkové hlučnosti převodových skříní.[6][7]

Vibrace a hluk z ozubených kol se v převodových ústrojích šíří dvěma hlavními způsoby. Prvním je šíření vibrací z tělesa ozubeného kola na hřídel a dále pak do ložisek, odkud může docházet k přenosu do převodové skříně. Druhým způsobem je šíření

okolním prostředím až na převodovou skříň. Výsledný akustický projev z převodu je pak dán kombinací obou těchto způsobů přenosu. Je uváděno, že 60 až 80% takto vzniklého hluku se přenáší zpět do konstrukce. Zbývajících 20 až 40% je pak emitováno do okolního prostředí jako hluk. Na množství hluku z převodů má vliv zejména plynulost záběru.[11]

2.2 Základy měření vibrací

Vibrace nepříznivě ovlivňují vlastnosti reálných mechanických soustav. Mezi jejich nejvýznamnější negativní důsledky ve strojírenské praxi patří zvýšené namáhání součástí, které se vyznačuje snížením životnosti a větším opotřebením, snižování účinnosti zařízení a akusticky zaznamenatelným projevem - hlukem.

2.2.1 Senzory pro měření vibrací

Měření vibrací je prováděno pomocí speciálních senzorů. Těmito senzory mohou být například akcelerometry, snímače rychlosti vibrací, výchylky nebo například snímače vzduchové mezery a magnetického toku. Nejčastěji jsou však k měření vibrací používány akcelerometry. Jedná se o zařízení, která se mechanicky propojí s měřeným objektem, nejčastěji pomocí magnetu, a na základě různých fyzikálních principů, dle konstrukce a typu senzoru, dochází k měření vibrací diagnostikovaného objektu.[19]

2.2.2 Parametry vibrací

Vibrace jsou nežádoucím průvodním jevem (s výjimkou zařízení, u kterých jsou vibrace vyžadovány, např. aktuátory vibračních dopravníků a podobně), vyskytujícím se ve větší či menší míře u všech reálných dynamických systémů. Kmitání se odehrává v čase a jeho parametry jsou s časem proměnné. Mezi hlavní parametry vibrací patří:

Výchylka

Výchylkou rozumíme okamžitou polohu kmitajícího objektu nejčastěji měřenou od jeho rovnovážné, tedy klidové polohy. V takovém případě může výchylka dosahovat kladných i záporných hodnot. Důležitou zjištěnou hodnotou je pak velikost maximálních výchylek.[20]

Rychlost

Dalším parametrem sledovaným při vyšetřování vibrací může být rychlost kmitání. Rychlost je první derivací polohy, tedy výchylky, podle času. Pro rychlost kmitání platí, že v okolí rovnovážné polohy je maximální a naopak směrem od rovnovážné polohy k maximálním výchylkám klesá až do bodu, kdy při dosažení maximální výchylky je rychlost kmitání rovna nule.[20]

Zrychlení

Významným parametrem vibrací je rovněž zrychlení. Zrychlení je derivací rychlosti podle času nebo také druhou derivací polohy dle času. Pro zrychlení platí, že maximálních hodnot dosahuje v bodech maximálních výchylek a nejnižších hodnot pak v oblasti rovnovážné polohy.[20]

Frekvence

Frekvence, na které dochází ke kmitání, je stěžejní informací pro možnost diagnostikování zdrojů vibrací. Pro frekvenci platí vztah (2.1).[20]

$$f = \frac{1}{T} \tag{2.1}$$

Nebo také pro kruhovou frekvenci vztah (2.2).

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \tag{2.2}$$

Naměřené průběhy se při diagnostice vyšetřují v časové i frekvenční oblasti. O způsobech získání záznamu ve frekvenční rovině z časového záznamu je pojednáno dále v textu.

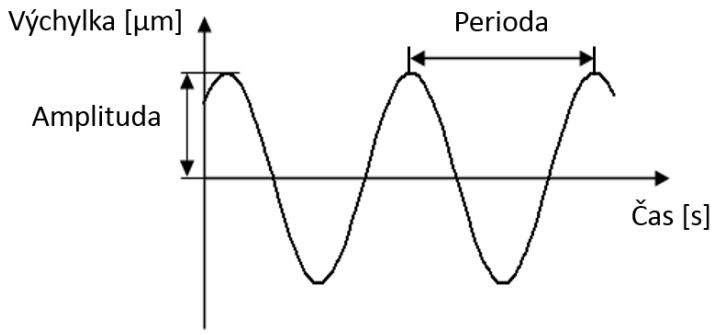
2.2.3 Charakteristiky signálu

Pro možnost čtení v naměřených průbězích a jejich zpracování je nutné zavedení následujících pojmů.

Amplituda a perioda signálu

Amplituda je absolutní hodnota maximální výchylky časově proměnného průběhu měřené veličiny viz. obrázek 2.14.[20]

Perioda je časový úsek, po kterém se sledovaný průběh pravidelně opakuje. Perioda je parametr, který lze nalézt jen u periodických průběhů viz. obrázek 2.14.[20]



Obr. 2.14 Amplituda a perioda signálu [21]

Efektivní hodnota RMS

Efektivní hodnota, jenž se nejčastěji značí jako RMS z anglického Root Mean Square, je v diagnostice často využívanou hodnotou. Pro harmonické signály hodnota RMS činí 70% amplitudy. Jedná se o hodnotu, která dává prvotní přehled o významnosti a množství naměřených vibrací. Jde o parametr, kterým lze do jisté míry kvantifikovat naměřené hodnoty vibrací a porovnávat je mezi sebou. Dle této hodnoty získané z rychlosti vibrací v pásmu 10Hz až 1kHz, se rovněž posuzují vibrace obráběcích strojů při měření dle normy ČSN 20 0065.

Efektivní hodnota se v případě spojitého analogového signálu určí výpočtem dle vztahu (2.3).

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x(t)^2 dt} \tag{2.3}$$

kde: *T*… časový úsek, na kterém chceme efektivní hodnotu zjistit

V praxi se však častěji pracuje s diskrétním signálem. V takovém případě pro efektivní hodnotu platí vztah (2.4).

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i^2} \tag{2.4}$$

kde: *N*… počet vzorků na kterých chceme efektivní hodnotu zjistit

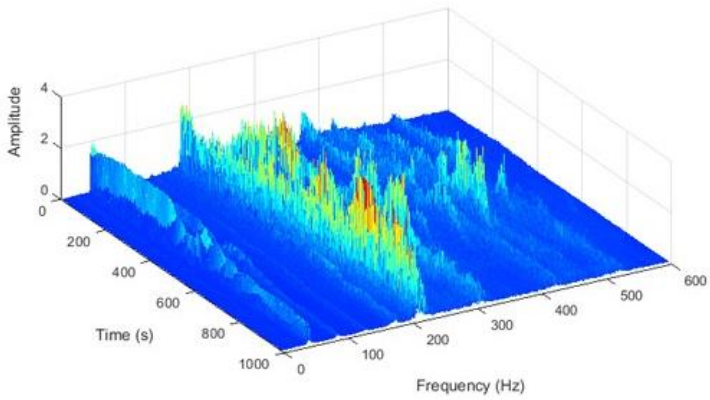
V případě vibrací může být ve vztazích (2.3) a (2.4), ve všech případech, výchylka „x“ nahrazena zrychlením „a“, případně rychlostí „v“ a získat tak příslušné efektivní hodnoty.

2.2.4 FFT analýza

FFT je zkratkou anglického označení Fast Fourier Transformation, neboli rychlá Fourierova transformace. Jedná se o složitý, ale účinný algoritmus, který nám umožňuje převést naměřený signál z časové oblasti do oblasti frekvenční. Jinými slovy, naměřený signál složitého průběhu, který je tvořen součtem množství různých sinusovek, rozložit na jednotlivé sinusovky podle jejich frekvence a zobrazit jejich amplitudy nebo efektivní hodnoty RMS. V případě měření vibrací nám tak tento systém umožní rozložit velmi nepřehledný průběh v časové rovině, na jednotlivé složky, které se na výsledných vibracích podílejí a zobrazit je přehledně vedle sebe dle frekvencí, na kterých jsou buzeny v rovině frekvenční. V základu pak platí, že na nižších frekvencích kmitají objemnější součásti systému, zatímco na vyšších frekvencích součásti malé. [2][22]

2.2.5 Spektrogramy

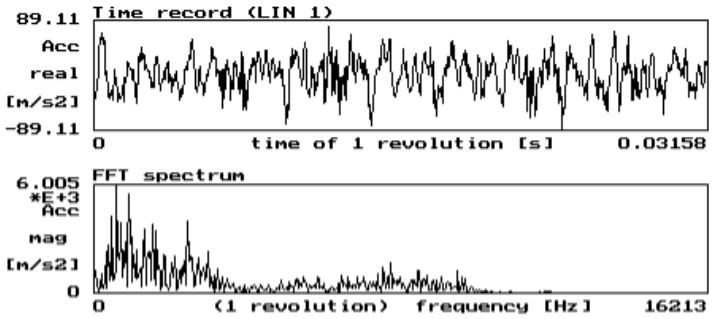
Spektrogram je grafickým znázorněním naměřených spekter, v našem případě některého z parametrů vibrací, které jsou vyneseny do grafu se třemi souřadnicemi. Spektrogram je tedy při izometrickém pohledu 3D grafem viz. obrázek 2.15. Na ose X je vynesen čas záznamu, na ose Y frekvence a na ose Z pak hodnota amplitudy. Jelikož se ale v praxi s prostorovými grafy příliš nepracuje, setkáváme se pod pojmem spektrogram nejčastěji s tímto grafem v rovinném zobrazení. V takovéto podobě jsou na souřadných osách vyneseny čas nebo otáčky a frekvence, přičemž čas je na vodorovné ose a frekvence či otáčky na ose svislé. Třetí souřadnice, tedy amplituda, je v takovémto zobrazení rozlišena pomocí barevné škály.



Obr. 2.15 Spektrogram [23]

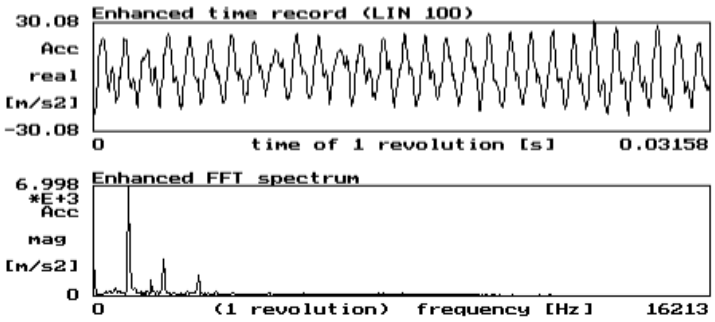
2.2.6 Synchronní filtrace

Synchronní filtrace je funkcí FFT analyzátorů. Začátek zaznamenávání signálů závisí na podmínce spuštění, která se váže na časový průběh měřeného signálu nebo synchronizačního signálu, který je zaznamenáván jako signál pomocný. Tímto synchronizačním signálem může být například jedno otočení hřídele s ozubeným kolem. Pokud je tedy synchronní frekvence rovna jedné otáčce hřídele, FFT analyzátor dokáže z naměřeného signálu odfiltrovat složky, které jsou buzeny na jiné frekvenci, než je frekvence synchronní. To znamená, že ve výsledném spektru zůstanou jen složky, které jsou harmonickými složkami synchronizační frekvence, tedy pouze signály, které byly vybuzeny na námi sledované hřídeli. Případné další vibrace například od dalších soukolí, které nejsou celočíselnými násobky synchronizační frekvence, jsou následně synchronní filtrací odfiltrovány. To vše nám slouží ke zpřehlednění a ke zvýšení vypovídací schopnosti naměřených časových průběhů a spekter. Na obrázku 2.16 je příklad naměřeného signálu bez použití synchronní filtrace, přičemž horní obrázek znázorňuje časovou rovinu a spodní obrázek frekvenční oblast po provedení FFT.[2]



Obr. 2.16 Časová a frekvenční oblast před synchronní filtrací [2]

Další obrázek 2.17 znázorňuje naměřené hodnoty již po provedení synchronní filtrace, tedy vibrace, které se vztahují pouze ke sledované hřídeli. V tomto případě došlo i k odfiltrování šumu měření. Jelikož pro tento příklad byla jako synchronizační frekvence zvolena jedna otáčka hřídele s ozubeným kolem a délka časového záznamu byla právě jednu otáčku, je možné z odfiltrovaného signálu v časové rovině přesně spočítat podle naměřených pulzů počet zubů ozubeného kola.[2]



Obr. 2.17 Časová a frekvenční oblast po synchronní filtraci [2]

2.2.7 Řádová analýza

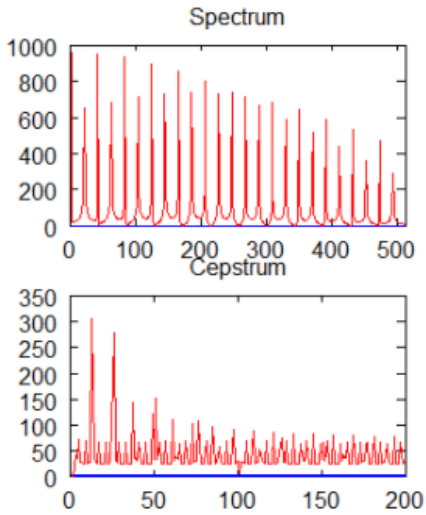
Řádová analýza, jak zní český překlad anglického Order analysis, je zvláštním případem frekvenční analýzy, kterou lze aplikovat na strojní zařízení vykonávající cyklickou činnost. Jedná se o jedno z možných alternativních zobrazení FFT. Pro svou vhodnost k měření rotujících zařízení je často využívána jako nástroj k vibrodiagnostice převodovek. Pro možnost měření vibrací s použitím řádové analýzy je však nezbytné snímat spolu s měřenou veličinou také otáčky zařízení kvůli načasování začátku a konce záznamu. Pokud je toto splněno, řádová analýza dokáže na základě naprogramovaného algoritmu zpracovat naměřený signál takovým způsobem, aby byl počet zaznamenaných vzorků na každou otáčku hřídele stejný. Tím je dáno, že délka záznamu není závislá na otáčkách stroje. Naměřené spektrum je poté vykreslováno do grafu, který má na vodorovné ose vyneseny násobky základní frekvence (např. otáčky hřídele) značené „Order“ viz. obrázek 2.18. Zásluhou toho, nedochází při změně otáček k pohybu spektrálních čar v horizontálním směru. Pokud je záznam signálu prováděn po dobu jedné otáčky, pak vzdálenost sousedních spektrálních čar odpovídá jednomu násobku základní frekvence. Pokud však zaznamenáváme signál po dobu n-násobku jedné otáčky,

pak jsou od sebe vzdáleny sousední čáry o hodnotu 1/n. Záznamy v časové rovině mají na vodorovné ose vyneseny počty otočení.[2][24]

Obr. 2.18 Spektrum řádové analýzy [24]

2.2.8 Cepstrum

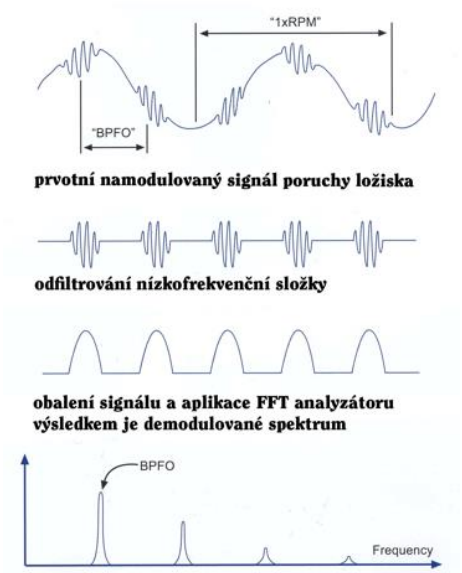
Označení cepstrum vzniklo přehozením počátečních písmen anglického slova spectrum. Při vynášení cepstrální analýzy do grafu, je pak na vodorovné ose takzvaná quefrence s jednotkou sekunda, která vznikla rovněž přehozením počátečních písmen slova frequence. Důsledkem cepstrální analýzy je, že pokud je zjištěno více harmonických složek v naměřeném signálu, pak cepstum dokáže takovýto signál upravit. Ve spektru se každá naměřená harmonická složka projeví vlastní čarou, namísto toho v cepstru jsou všechny harmonické frekvence interpretovány pouze čarou jednou. Porovnání spektra a cepstra je na obrázku 2.19. Cepstra tak slouží především jako nástroje k detekci toho, zda se v naměřeném signálu vyskytují skupiny harmonických složek. Cepstra mají rovněž tu výhodu, že téměř nezávisí na místě, odkud jsou naměřena, a nejsou tedy příliš ovlivněna cestou přenosu.[2]



Obr. 2.19 Porovnání spektra a cepstra [25]

2.2.9 Obálka zrychlení

Obálka zrychlení (Enveloped acceleration) je diagnostický nástroj, který lze použít pro odhalení závad v diagnostikovaném systému. Slouží k odhalení opakovacích frekvencí impulzních dějů. Při jejím použití dojde k odfiltrování signálů o nízkých frekvencích, tak zvané demodulaci a poté zůstanou pouze signály o vysokých frekvencích, které jsou na nich namodulovány. To je výhodné z důvodu, že poruchy se vždy začínají nejprve projevovat na vyšších frekvencích a až teprve s růstem jejich závažnosti, začínají být zřetelné i na frekvencích nižších. Dále je nad takto odfiltrovaným signálem vytvořena výsledná obálka, ze které je vytvořeno FFT spektrum obálky zrychlení. Postup získání obálky zrychlení je schématicky naznačen na obrázku 2.20. Jejím hlavním účelem je tedy zvýraznění malých složek vibrací. Obálka zrychlení nese informace o opakovacích frekvencích poruchových impulzů například ložisek. Obálka zrychlení se nejčastěji používá jako nástroj diagnostiky ozubených převodů a valivých ložisek.[3][26]



Obr. 2.20 Princip vzniku obálky zrychlení [26]

2.3 Diagnostika převodovek

Pro diagnostiku převodových ústrojí je možné v praxi využít třech základních principů měření, kterými jsou buď měření výchylky, rychlosti nebo zrychlení vibrací. Každá z těchto možností je specifická určitou vlastností při zobrazování naměřených dat.

Při měření výchylky zrychlení dochází k nejvýraznějšímu zobrazení vibrací na nízkých frekvencích oproti ostatním. Naproti tomu při měření zrychlení vibrací jsou nejvýraznější naopak frekvence vyšší. Dochází k takzvanému protěžování vysokých frekvencí. Měření rychlosti vibrací je pak univerzálním nástrojem, jelikož přibližně do 2kHz, dává všem vibracím stejnou váhu a zobrazuje je tak rovnoměrně.

Při diagnostice převodovek se často využívá měření zrychlení vibrací a to z důvodu, abychom včas detekovali poruchu. Platí totiž, že poruchy se nejprve začínají projevovat na vysokých frekvencích a teprve s růstem jejich závažnosti, je možné, pozorovat jejich projevy i na frekvencích nižších.

Měření rychlosti vibrací se pak s výhodou používá, pro svou vlastnost zobrazování vibrací na různých frekvencích rovnoměrně, ke vzájemné porovnání jednotlivých měření.

2.3.1 Frekvence ve spektru převodovek

Ve spektrech získaných z měření ozubených převodů, jsou ve většině případů patrné výraznější amplitudy na následujících frekvencích.

Otáčková frekvence a její harmonické

Otáčková frekvence jak již samotný název napovídá, je frekvence otáčení hřídele nesoucí ozubené kolo nebo kola. Těchto otáčkových frekvencí je možné ve spektru nalézt tolik, kolik hřídelí obsahuje převodová skříň. Ve spektrech bývá označována jako 1x. Harmonické frekvence k frekvenci otáčkové je pak označení pro celočíselné násobky základní otáčkové frekvence. Dle toho, o kolikátou harmonickou se jedná, označuje se například druhá harmonická frekvence ve spektru jako 2x.

Vztah pro výpočet otáčkové frekvence (2.5).

$$f_n = \frac{n}{60} \tag{2.5}$$

Zubová frekvence

Zubová frekvence je frekvencí, která udává, kolikrát se zuby ozubeného kola dostanou do záběru během jedné otáčky hřídele. Tato frekvence bývá ve spektrech označována jako GMF. Jedná-li se o její harmonickou frekvenci, je ve spektru značena

dle toho, o kolikátou harmonickou se jedná, například 2xGMF pro druhou harmonickou a tak dále.

Vztah pro výpočet zubové frekvence (2.6).

$$f_{GMF} = \frac{n}{60} \cdot z \tag{2.6}$$

Kinematické frekvence ložisek

U valivých ložisek lze ve spektrech pozorovat kinematické frekvence vnitřního kroužku (BPFI) (2.7), vnějšího kroužku (BPFO) (2.8), klece (FTF) (2.9) a valivého tělíska (BSF) (2.10).

$$BPFI = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot p \cdot \left[1 + \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)\right] \tag{2.7}$$

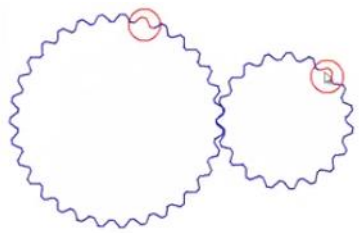
$$BPFO = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot p \cdot \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)\right] \tag{2.8}$$

$$FTF = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)\right] \tag{2.9}$$

$$BSF = \frac{PD}{BD} \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)^2\right] \tag{2.10}$$

Hunting tooth frequency (THF)

Toto číslo udává, s jakou frekvencí dochází v ozubeném soukolí ke kontaktu dvou stejných, konkrétních zubů na obou ozubených kolech viz. obrázek 2.21.

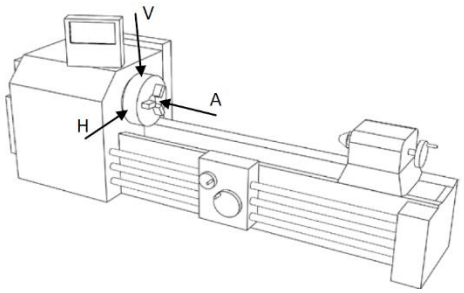


Obr. 2.21 Kontakt konkrétních zubů

2.3.2 Umísťování snímačů

Definice míst umístění snímačů pro měření obráběcích strojů je dána normou ČSN 20 0065. V základu je možné obecné rozmístění snímačů definovat tak, že při měření se vždy použijí tři snímače, nebo se měření provede jedním snímačem v daných

místech, kde tato místa jsou rozmístěna následujícím způsobem, který je patrný z obrázku 2.22. Jeden ze snímačů je umístěn v axiálním směru (A), další dva pak ve směru radiálním, přičemž jeden jako vertikální (V) a druhý jako horizontální (H).[27]



Obr. 2.22 Způsob rozmisťování snímačů [27]

2.3.3 Projevy konkrétních poruch

V následující části jsou popsány projevy konkrétních poruch, které se mohou u ozubených převodů vyskytovat. Při pohledu do spekter je možné na základě konkrétních průběhů a významností jednotlivých amplitud na různých frekvencích určit dle charakteristického projevu, o jakou poruchu by se s největší pravděpodobností mohlo jednat a co by mohlo být hlavním zdrojem vibrací a hluku.

Nevyváženost rotoru

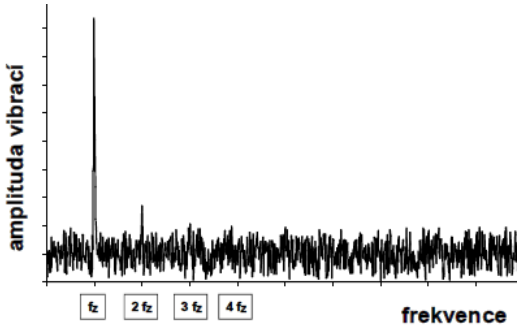
Při vyšetřování nevyváženosti rotoru jsou sledovány dvě hlavní osy. Jednou z nich je osa rotace, kolem které se rotor nuceně otáčí a druhou osou je myšlená osa, takzvaná centrální osa setrvačnosti, kolem které by se rotor otáčel, kdyby byl uvolněný. Na této ose je deviační moment rotoru roven nule. Nevyváženost rotoru může být dvojího druhu, statická nebo dynamická.[3]

Při statické nevyváženosti rotoru jsou obě sledované osy rovnoběžné. Tento případ však může nastat pouze u rotačních součástí, jejichž průměr je výrazně větší než jejich délka, tedy například ozubené kolo. Pro odstranění statické nevyváženosti stačí provést vyvážení pouze v jedné rovině. [3]

V praxi častějším případem nevyváženosti rotoru je pak nevývaha rotoru dynamická. V tomto případě jsou osa rotace a centrální osa setrvačnosti navzájem

mimoběžné. Pokud je potřebné odstranit dynamickou nevyváženost, je nutné provést vyvážení alespoň ve dvou rovinách.[3]

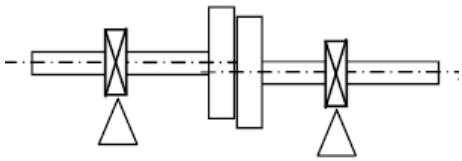
Statická i dynamická nevyváženost se projevuje shodně na otáčkové frekvenci viz. obrázek 2.23, a to výraznou amplitudou pozorovatelnou při měření na obou ložiskách převážně v radiálním směru. Přičemž při statické nevyváženosti je možné tuto amplitudu sledovat na obou ložiskách ve stejné fázi nebo maximálně ±20°. Při nevyváženosti dynamické, je možné výraznou amplitudu na otáčkové frekvenci pozorovat rovněž na obou ložiskách, ovšem fáze mezi nimi není nulová, avšak nabývá konstantní hodnoty, od které se odchyluje maximálně v rozmezí ±20°. Při zvyšování otáček pak dochází k nárůstu amplitudy zrychlení vibrací na otáčkové frekvenci. Pokud jsou ve spektru pozorovatelné i výrazné frekvence harmonické k frekvenci otáčkové, pak tato skutečnost poukazuje buďto na velkou nevývahu nebo případně může docházet k vymezování vůlí ložisek, což poukazuje na jejich poškození nebo malé předpětí.[3]



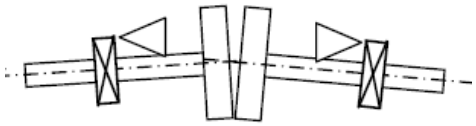
Obr. 2.23 Spektrum nevyváženosti rotoru [3]

Nesouosost rotorů

Nesouosostí rotorů se rozumí stav, kdy dochází k situaci při které dva rotory, které jsou spolu axiálně spojeny pomocí spojky, nerotují kolem totožné osy rotace. V takovémto případě mohou nastat dva případy nesouososti a to nesouosost rovnoběžná viz. obrázek 2.24 nebo úhlová viz. obrázek 2.25. V praxi však bývá nejčastěji nesouosost způsobená kombinací obou těchto nesouosostí.[3]



Obr. 2.24 Rovnoběžná nesouosost [3]

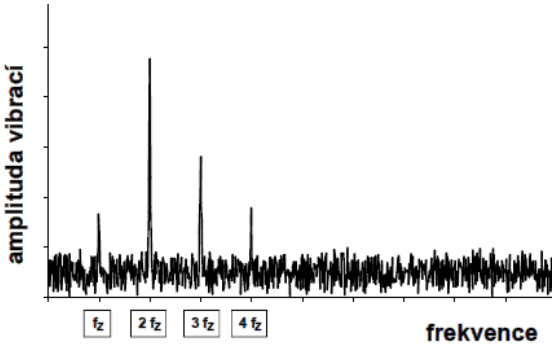


Obr. 2.25 Úhlová nesouosost [3]

Při rovnoběžné nesouososti se do rotorů vnáší ohybové napětí a křivka deformace se svým tvarem podobá písmenu „S“. Výrazné vibrace jsou v tomto případě patrné na ložiskách především v radiálním směru.[3]

Při úhlové nesouososti dochází rovněž ke vnášení ohybového napětí do rotorů, ovšem křivka deformace se podobá spíše písmenu „U“. Vibrace na ložiskách jsou při tomto typu nesouososti výrazné v radiálním i axiálním směru. [3]

Rovnoběžná i úhlová nesouosost se projevuje výraznou amplitudou na otáčkové frekvenci viz. obrázek 2.26 a to u rovnoběžné nesouososti pouze v radiálním směru a u úhlové ve směru radiálním i axiálním. U obou případů pak bývá fáze mezi ložisky 180°±20° a to u rovnoběžné nesouososti při měření v radiálním a u úhlové nesouososti v axiálním směru. Dále je pak nesouosost charakteristická velmi významnou amplitudou na druhé harmonické frekvenci. To je dáno skutečností, že během jednoho otočení nastanou na rotoru dva extrémy napětí. Pokud jsou výrazné amplitudy i na vyšších harmonických frekvencích, může tento fakt vypovídat o stavu nesouososti nebo může být zapříčiněn typem použité spojky.[3]



Obr. 2.26 Spektrum nesouososti rotorů [3]

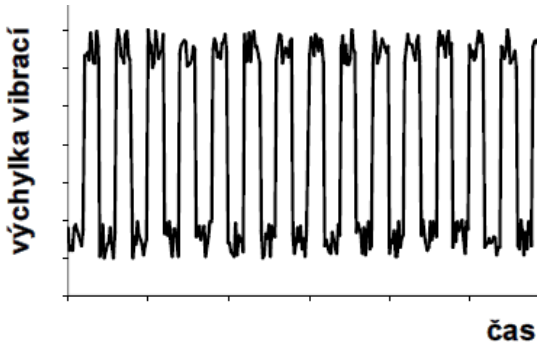
Odstranění rovnoběžné i úhlové nesouososti se provádí přesným ustavením hřídelů vůči sobě. Nesouosost rotorů způsobuje výrazné zvýšení namáhání ložisek a bývá zdrojem hluku a významných vibrací, které zatěžují celou konstrukci.[3]

Excentrický rotor

K excentricitě dochází v případech, kdy osa rotace neodpovídá ose souměrnosti rotoru. Významným problémem se excentrický rotor stává ve chvíli, kdy se jedná o součást převodu (ozubené kolo, řemenice, apod.) V takovém případě dochází ke vnášení periodické síly do systému a tím k buzení vibrací. Excentrický rotor se ve spektru projevuje obdobně jako nevyvážený rotor, tedy významnou amplitudou na otáčkové frekvenci a to na obou ložiskách v radiálním směru. Rozdílem je, že se mění rozdíl mezi navzájem kolmými měřeními. Pokud je výrazná amplituda zřejmá i na harmonických frekvencích, vypovídá tento fakt o vyšší závažnosti poruchy.[3]

Mechanické uvolnění

K mechanickému uvolnění dochází na součástech, které slouží ke spojení s rámem stroje nebo další součástí, v důsledku jejího periodického zatěžování. Mechanickým uvolněním se tak rozumí stav, při kterém dojde k vytvoření nežádoucí vůle, jako například při uvolnění šroubů kterými je ložiskový domek uchycen k rámu. Tato vůle muže být ovšem zapříčiněna i opotřebením, deformací základu, nepřesnou montáží a podobně. Při dynamickém zatížení součásti pak dochází k vymezování těchto vůlí, což vede k výrazným nelinearitám ve struktuře a vznikají rázy, jejichž charakteristický časový průběh je vidět na obrázku 2.27.[3]



Obr. 2.27 Časový průběh mechanického uvolnění [3]

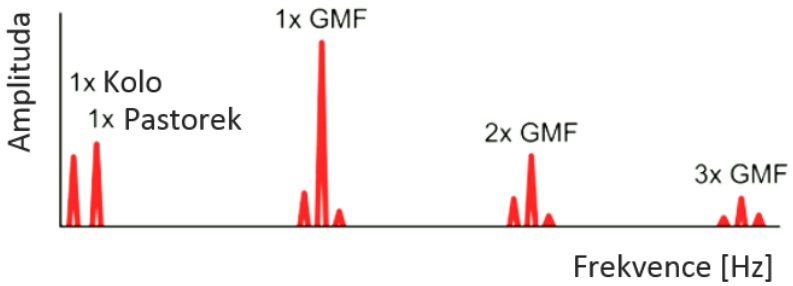
Ve spektru vibrací je patrná frekvence vymezování vůlí a spolu s ní až několik desítek jejich harmonických. Spektrum mechanického uvolnění je obecně velmi zaplněné a může tak dojít k zamaskování i dalších zdrojů vibrací. Dále hluk, který vzniká při mechanickým uvolněním, se projevuje v širokém pásmu frekvencí a je tak velmi výrazný. Mechanické uvolnění bývá však vždy důsledkem nějaké jiné příčiny.[3][27]

Ozubené převody

Velikost a množství generovaných vibrací ozubenými soukolími je velmi závislé na kvalitě výroby ozubených kol a správném konstrukčním navržení.[3]

Vibrace v ozubených soukolích vznikají především z důvodů, že každý ze zubů je vyroben s různou úchylkou, zuby do záběru vstupují s pravidelnou periodou, kružnice, jež popisují geometrii ozubení, nejsou v důsledku nepřesností výroby nikdy zcela soustředné a v neposlední řadě ohybová tuhost zubů, se při přenášení výkonu, po jeho délce mění, čímž dochází k tzv. parametrickému buzení. Parametrické buzení je závislé především na součiniteli trvání záběru ε. Pokud je tento součinitel celočíselný, pak ke kolísání tuhosti nedochází.[3]

Ozubené převody se ve spektru vyznačují viz. obrázek 2.28, amplitudami na otáčkových frekvencích hřídelí nesoucích ozubená kola, výraznou amplitudou na zubové frekvenci a to při měření v radiálním směru a u kol se šikmými zuby i ve směru axiálním. Poruchy v ozubení pak generují postranní pásma kolem zubových frekvencí a jejich harmonických. Jsou-li harmonické frekvence i jejich postranní pásma výrazné, vypovídá tento jev o pokročilém stádiu opotřebení.[3][27]



Obr. 2.28 Spektrum ozubeného převodu [28]

3 Měření vibrací převodovek a ruční analýza dat

V této kapitole je pojednáno o měřených strojích a uspořádání diagnostikovaných vřeteníků. Jsou zde popsány použité měřicí přístroje i způsoby a okolnosti měření. Dále je zde detailní popis přípravy a postupu ručně provedené analýzy naměřených vibračních dat.

3.1 Specifikace stroje

Vřeteníky, kterými se zabývá tato práce, jsou určeny pro stolové vodorovné vyvrtávačky. Těmito vřeteníky jsou osazovány dva typy strojů.

Prvním ze strojů je vodorovná stolová vyvrtávačka typ W100B-CNC viz. obrázek 3.1.

Obr. 3.1 Vodorovná vyvrtávačka W100B-CNC s vyznačením souřadných os [30]

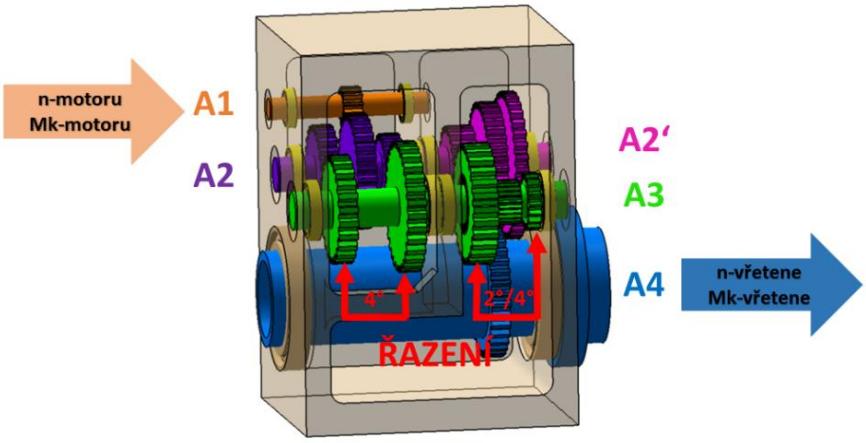
Druhým typem stroje nesoucím dané vřeteníky je rovněž vodorovná vyvrtávačka stolová, typ WH10-CNC. Tyto stroje disponují následujícími parametry, které jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 Hlavní parametry strojů W100B-CNC a WH10-CNC [30][31]

Hlavní parametry strojů			
Parametr	**W100B-CNC**	**WH10-CNC**	**Jednotky**
Průměr pracovního vřetene	100	100	mm
Upínací rozhraní	50	50	ISO
Otáčky vřetene	10-3000	10-2500	ot/min
Výkon motoru	22	20	kW
Pojezd stolu X	1600	1250	mm
Pojezd vřeteníku Y	1290	1100	mm
Pojezd stolu Z	900	940	mm
Výsuv vřetene W	710	710	mm
Upínací plocha stolu	1500 x 1500	1000 x 1120	mm x mm
Nosnost stolu	3000	3000	kg

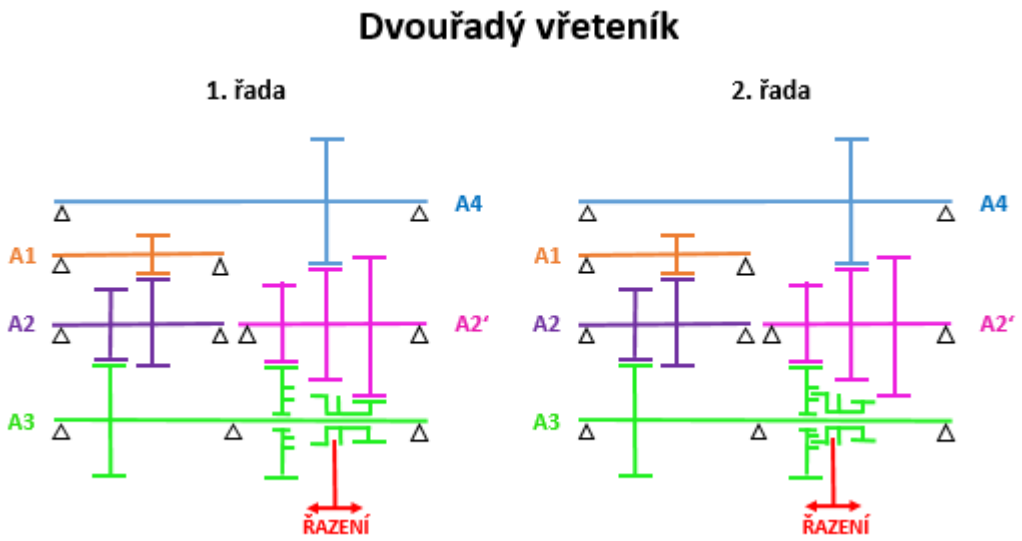
3.2 Specifikace vřeteníků

Vřeteníky, jejichž měřením a diagnostikou se zabývá tato práce, jsou dvojího typu. Na vodorovné vyvrtávačky WH10-CNC a W100B-CNC jsou osazovány vřeteníky s převodovým ústrojím v provedení dvouřadém, tedy umožňující zařadit jednu ze dvou převodových řad nebo ve čtyřřadém provedení. U čtyřřadého provedení je možné stejný rozsah otáček, pokrýt čtyřmi převodovými řadami. Větší počet převodových stupňů má za následek lepší rozložení krouticího momentu. Jedná se o vřeteníky v konstrukčním provedení se stranovým vedením na stojanu. Převodové skříně obou typů vřeteníků jsou po konstrukční stránce identické. Převodová ústrojí vřeteníků jsou tvořena výhradně ozubenými koly s přímým ozubením. Mazání ložisek a ozubených kol je realizováno rozstřikem oleje uvnitř převodové skříně. V obou typech vřeteníků se nachází pět hřídelí nesoucích různý počet ozubených kol viz. obrázek 3.2.

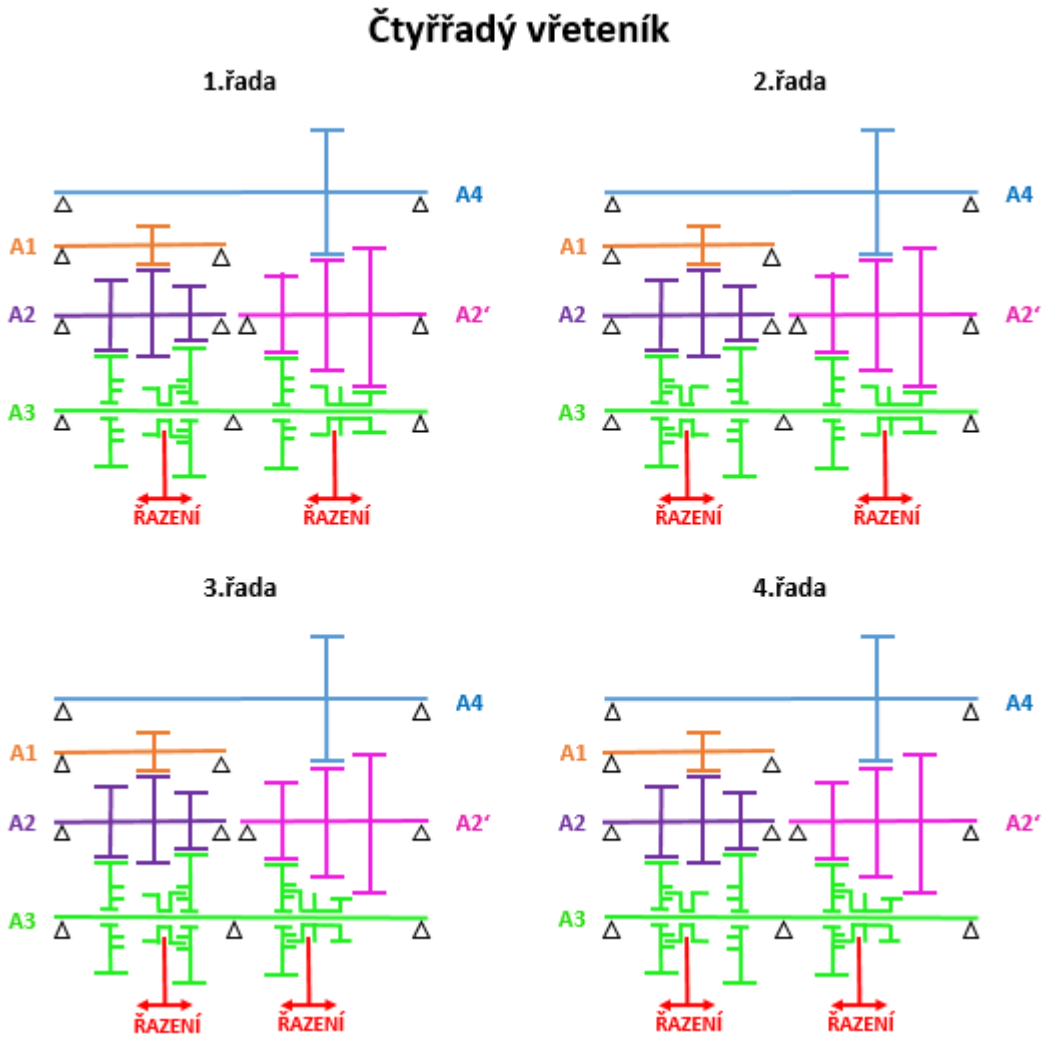


Obr. 3.2 Uspořádání 4-řadého vřeteníku

Směrem od motoru jsou tyto hřídele značeny následovně. A1 – hřídel, která je přes zubovou spojku přímo naháněna elektromotorem. Dále hřídel A2 a hřídel A3. Na hřídeli A3 dochází k řazení převodových stupňů. V případě dvouřadého vřeteníku je řazení realizováno pouze na jednom místě mezi dvěma ozubenými koly a děje se tak v levé komoře převodové skříně (viz. označení 2° na obrázku 3.2). V případě čtyřřadého vřeteníku je řazení realizováno na dvou místech na hřídeli A3. Dochází k němu v pravé i levé komoře převodové skříně (viz. označení 4° na obrázku 3.2). Následuje hřídel A2‘ která je uložena souose s hřídelí A2. Poslední hřídelí vřeteníku je výstupní dutý hřídel A4, ve kterém je uloženo výsuvné vřeteno a je tak hřídelí A4 přímo poháněno. Na obrázcích 3.3 a 3.4 jsou zobrazena kinematická schéma dvou a čtyřřadého vřeteníku při různých převodových řadách.



Obr. 3.3 Kinematická schémata dvouřadého vřeteníku



Obr. 3.4 Kinematická schémata čtyřřadého vřeteníku

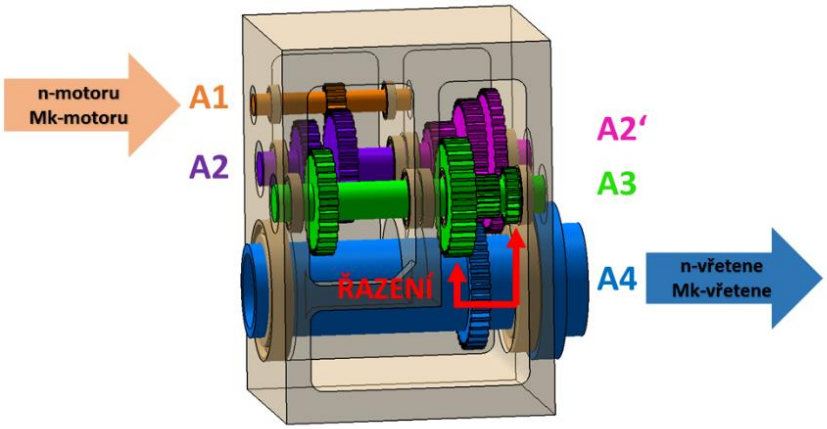
V následující tabulce 3.2 je uveden rozsah otáček pro jednotlivé převodové řady, čtyř i dvouřadých vřeteníků.

Tab. 3.2 Rozsahy otáček převodových řad

4-řadý vřeteník		2-řadý vřeteník	
Řada	**Otáčky [ot/min]**	**Řada**	**Otáčky [ot/min]**
1.	0 - 250	1.	0 - 835
2.	251 - 500		
3.	501 - 1000	2.	836 - 2500
4.	1001 - 2500		

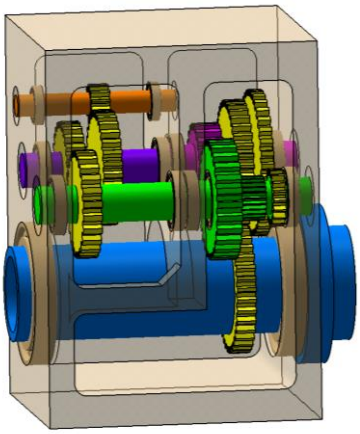
3.2.1 Dvouřadý vřeteník

Pro ilustraci je na tomto místě podrobně vysvětleno uspořádání dvouřadého vřeteníku. Na následujícím obrázku 3.5 je patrné prostorové uspořádání dvouřadého vřeteníku. Vřeteník se skládá z pěti hřídelí označených A1, A2, A3, A2‘, A4 viz. popis výše, které nesou deset ozubených kol tvořících pět soukolí. Čtyři z těchto pěti soukolí jsou v trvalém záběru, pouze jedno ozubené kolo je přesuvné a v závislosti na zařazeném převodovém stupni dochází k jeho zasunutí či vysunutí ze záběru. Řazení jednotlivých převodových stupňů probíhá dle označení na obrázku 3.5, v pravé části hřídele A3. Zde se nachází zleva velké ozubené kolo, drážkování a malé ozubené kolo. Řazení je realizováno pomocí hydraulicky ovládané vidlice, která zasouvá nebo vysouvá malé ozubené kolo do a ze záběru. Při vysunutí malého ozubeného kola ze záběru, dochází zároveň ke spojení velkého ozubeného kola, které se doposud volně protáčelo na ložiscích, s hřídelí A3 pomocí drážkování a zařazení tak druhé převodové řady.



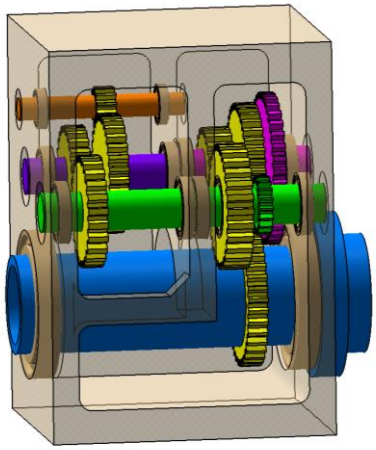
Obr. 3.5 Uspořádání 2-řadého vřeteníku

Na následujících obrázcích je pomocí žlutě zbarvených ozubených kol naznačeno, přes která ozubená kola je přenášen výkon. V případě zařazení prvního převodového stupně viz. obrázek 3.6.



Obr. 3.6 První převodový stupeň

V případě zařazení druhého převodového stupně pak viz. obrázek 3.7.



Obr. 3.7 Druhý převodový stupeň

3.3 Příprava měření

Před zahájením samotného měření bylo nejprve zapotřebí pečlivě vybrat, přichystat, provést nastavení a odzkoušet veškerou potřebnou měřicí aparaturu, která byla dále použita k uskutečnění všech měření vibrací převodových skříní vřeteníků v rámci této práce.

V první řadě bylo nutné zvolit akcelerometry, které budou nejvhodnější pro tento typ měření. Za takové senzory, byly vybrány akcelerometry od výrobce IMI Sensors, typ 602D01 viz. obrázek 3.8 a to zejména z důvodu jejich robustní a odolné konstrukce. Tyto akcelerometry se upevňují k měřenému objektu silným magnetem, což zaručuje kvalitní přilnutí k povrchu.

Obr. 3.8 Akcelerometr IMI Sensors

Jakožto další potřebný měřicí přístroj byla vybrána tachosonda od výrobce Brüel & Kjar, typ MM 0024 viz. obrázek 3.9, která je při měření zapotřebí pro kontrolu, zda jsou otáčky zadávané v řídicím systému stroje totožné se skutečnými výstupními otáčkami vřetene. Tachosonda se při měření rovněž používá při provádění měření rozběhů a doběhů stroje, případně pak pro dodatečné provedení synchronní filtrace záznamu. V tomto případě se jedná o bezkontaktní snímač otáček, u kterého je zapotřebí snímaný objekt nejprve opatřit odrazkou v místě, na které dopadá paprsek tachosondy. Tento způsob snímání otáček byl zvolen pro svou přesnost a snadnou aplikovatelnost pro připravovaný způsob měření.

Obr. 3.9 Tachosonda MM 0024 [32]

Pro možnost zjištění vlastních frekvencí komponent převodové skříně i samotných ozubených kol převodů, bylo vybráno také modální kladívko, které svými rozměry a hmotností vyhovuje velikosti vřeteníku. Tímto modálním kladívkem byl typ 8206-003 od výrobce Brüel & Kjar viz. obrázek 3.10.

Obr. 3.10 Modální kladívko typ 8206-003

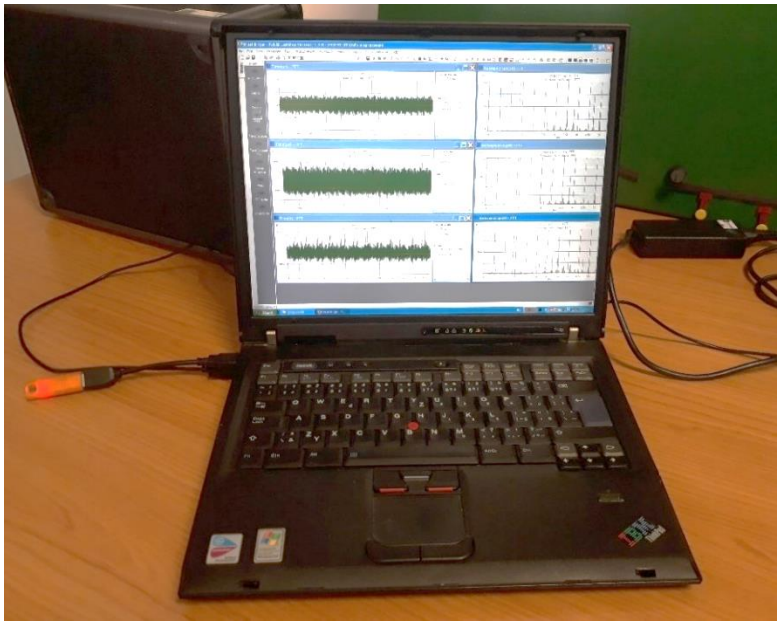
Spolu s tímto modálním kladívkem byl použit také další jednoosý akcelerometr značky ENDEFCO, typ 751-10 viz. obrázek 3.11, který sloužil pro zaznamenávání odezvy na poklep.

Obr. 3.11 Akcelerometr ENDEFCO

Tato veškerá senzorika byla následně připojena k měřicí stanici PULSE 3560C 4/2 od výrobce Brüel & Kjar, typ 2827—002 viz. obrázek3.12, která je kompatibilní s programem PULSE, který dále sloužil k měření i následnému vyhodnocování naměřených dat.

Obr. 3.12 Měřicí stanice typ 2827-002

Již výše zmíněným softwearem k uskutečnění a vyhodnocování měření byl program PULSE LabShop Version 11.2.0 od výrobce Brüel & Kjar, nainstalovaný na notebooku IBM T43p, typ 2668-F8G. Pro možnost používání tohoto progamu musí být notebook opatřen tzv. hardwarovým klíčem. Pracovní notebook se spuštěným programem PULSE LabShop a připojeným hardwarovým klíčem je na obrázku 3.13.



Obr. 3.13 Pracovní notebook s programem Pulse a hardwarovým klíčem

V tomto programu bylo nejprve nutné zadat veškeré potřebné parametry senzorů, které byly použity při měřeních. Těmito parametry byly zejména citlivost akcelerometrů, maximální velikost vstupního napětí, označení senzorů a podobně viz. obrázek 3.14.

All | Transducer Type | Transducer ID | Basic | Channel | Transducer | DOF

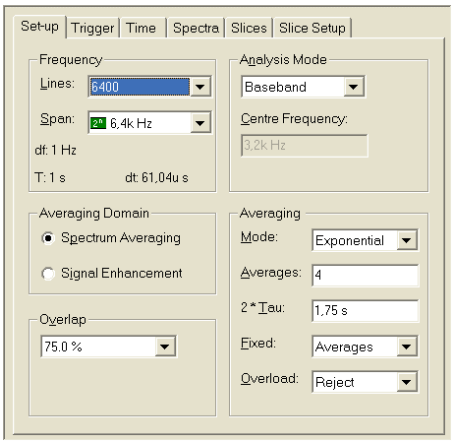
	Status	Signal Name	Input Sensitivity	Max Peak Input	Max Peak Input (Absolute)	Channel Input	Transducer Family
Filter							
1.1.1		tacho	1 V/V	22,36 V	22,36 V	Direct	Tachoprobe
1.2.1		zH	10,4m V/msZ?	7,071 V	679,9 m/s?	CCLD	Accelerometer
1.2.2		pH	10,2m V/msZ?	7,071 V	693,2 m/s?	CCLD	Accelerometer
1.2.3		V	10,5m V/msZ?	7,071 V	673,4 m/s?	CCLD	Accelerometer
1.2.4		24x	1,012m V/msZ?	707,1m V	698,7 m/s?	CCLD	Accelerometer

Transducer Type	Transducer Name	Transducer Serial Number	Transducer Description	TEDS nformatio	Gain Adjust
MM0024	MM0024		Tacho probe (cable AO 0158)		1
IMI 602 PUJ	IMI 602 PUJ	LW40239	ACC PUJCOVNA bocni vyvod		1
IMI 602 PUJ	IMI 602 PUJ	LW40240	ACC PUJCOVNA bocni vyvod		1
IMI 602 PUJ	IMI 602 PUJ	LW40241	ACC PUJCOVNA bocni vyvod		1
751-10	751-10	12824	DeltaTron Acc		1

Obr. 3.14 Tabulka parametrů senzorů

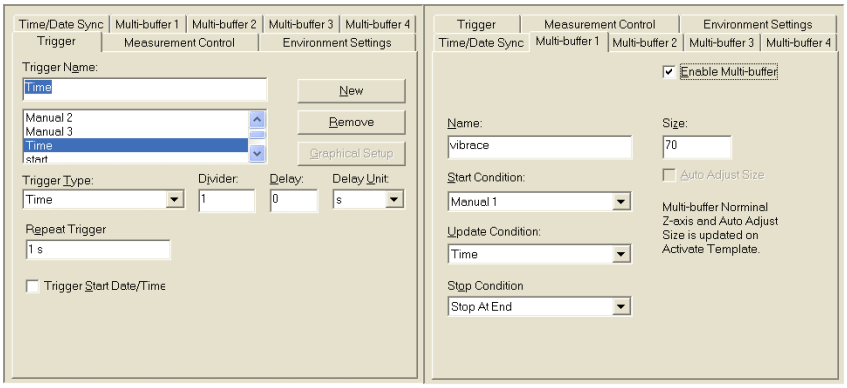
Dále proběhlo nastavení parametrů analyzátoru pro záznam samotných vibrací. Frekvenční rozsah byl nastaven na 6400Hz. Takovýto frekvenční rozsah byl zvolen z důvodu, aby jím bylo možné postihnout i případnou třetí harmonickou frekvenci, maximální frekvence, která se ve vřetenících může objevit (3xGMF). Počet čar byl zadán

na 6400. Takovéto nastavení nám zajistilo frekvenční krok ve spektrech 1Hz, což je pro tento typ měření dostatečné rozlišení. Bylo nastaveno exponenciální průměrování celkem ze 4 průměrů a překrytí 75%, jak je patrné z obrázku 3.15.



Obr. 3.15 Nastavení parametrů analyzátoru

Následovalo nastavení analyzátoru pro měření rozběhů a doběhů, k čemuž v tomto programu slouží takzvaný „multibuffer“. Nastavena byla délka měření obsahující 70 záznamů, přičemž každý záznam vibrací bude zaznamenán po jedné vteřině viz. obrázek 3.16.



Obr. 3.16 Nastavení multibufferu

Celá takto sestavená aparatura byla následně v laboratorních podmínkách popropojována odpovídající kabeláží a následně byla vyzkoušena její funkčnost při zkušebním měření otáček, rozběhů, doběhů a vibrací na stolní kotoučové brusce Ferm, aby byla otestována a zajištěna funkčnost celé měřicí sestavy před zahájením samotného měření.

V následující tabulce 3.3, jsou podrobně rozepsána označení všech použitých zařízení.

Tab. 3.3 Seznam použitých zařízení

Zařízení	Výrobce	Typ	Výrobní číslo
Akcelerometr	IMI Sensors	602D01	LW40239
Akcelerometr	IMI Sensors	602D01	LW40240
Akcelerometr	IMI Sensors	602D01	LW59103
Akcelerometr	ENDEVCO	751-10	12824
Tachosonda	Brüel & Kjar	MM0024	---
Modální kladívko	Brüel & Kjar	8206-003	54988
Měřicí stanice	Brüel & Kjar	2827--002	2324816
Notebook	IBM	2668-F8G	L3 – TFXAD 0578
Termokamera	FLIR Systems	PM675 PAL	14910070

3.4 Měření

Měření vřeteníků vodorovných vyvrtávaček pro tuto práci probíhalo v areálu firmy RETOS VARNSDORF s.r.o. na adrese Žitavská 913, ve městě Varnsdorf.

V rámci této práce bylo provedeno měření celkem čtyř vřeteníků během tří měření, která proběhla v období od listopadu 2017 do března 2018. V rámci těchto měření byly změřeny tři vřeteníky v konstrukčním provedení jako dvouřadé a jeden vřeteník ve čtyřřadém provedení.

Problematika zvýšené hlučnosti vřeteníků byla řešena již před začátkem této práce v rámci projektů Výzkumného centra pro strojírenskou výrobní techniku a technologii (VCSVTT) při Fakultě strojní ČVUT. Při těchto projektech byla provedena měření několika vřeteníků a výsledky získané z této práce, budou porovnávány i s výsledky získanými z předchozích projektů. Tento přístup k dané problematice byl zvolen za účelem uceleného pohledu na daný problém a využití všech dostupných informací.

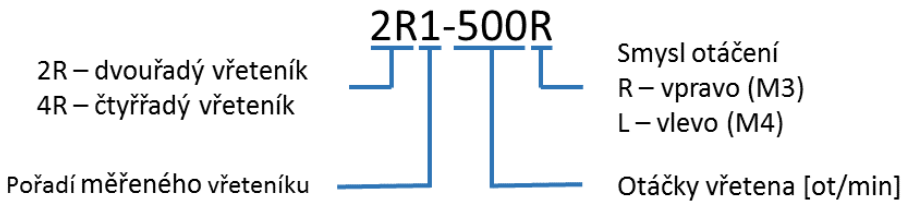
V tabulce 3.4 je uveden soupis všech provedených měření, spolu s doplňujícími informacemi o měřeném stroji a vřeteníku. V prvním sloupci s nadpisem „Projekt“ je uvedeno, v rámci kterého projektu bylo dané měření uskutečněno. Měření realizovaná pro tuto diplomovou práci jsou zkráceně označena jako „DP“. Místo měření „VDF“ je pak zkratkou města Varnsdorf.

Tab. 3.4 Soupis všech provedených měření vřeteníků

Projekt	Protokol	Datum měření	Místo měření	Počet řad	Výrobní číslo stroje	Typ stroje	Použitá ložiska	Řídicí systém	Značení měření
VCSVTT	22-2016	18.8.2016	VDF	2-řadý	3.0812	W100B-CNC	**ZKL**	iTNC530	---
VCSVTT	22-2016	18.8.2016	VDF	4-řadý	3.3914	WH10CNC	**ZKL**	iTNC530	---
VCSVTT	22-2016	14.9.2016	VDF	4-řadý	3.3919	WH10CNC	SKF	iTNC530	---
VCSVTT	03-2017	18.1.2017	Linz	4-řadý	39-09\2015	WH10CNC	**ZKL**	iTNC530	---
DP	---	15.11.2017	VDF	2-řadý	3.4005	WH10CNC	SKF	iTNC530	2R1
DP	---	15.11.2017	VDF	2-řadý	3.0824	W100B-CNC	SKF	iTNC530	2R2
DP	---	25.1.2018	VDF	4-řadý	3.4008	WH10CNC	SKF	Bez ŘS	4R1
DP	---	8.3.2018	VDF	2-řadý	3.4007	WH10CNC	SKF	iTNC530	2R3

3.4.1 Značení provedených měření

Měření, uskutečněná v rámci této práce, byla zkráceně označována podle následujícího způsobu. Způsob kódového značení je uveden na obrázku 3.17.



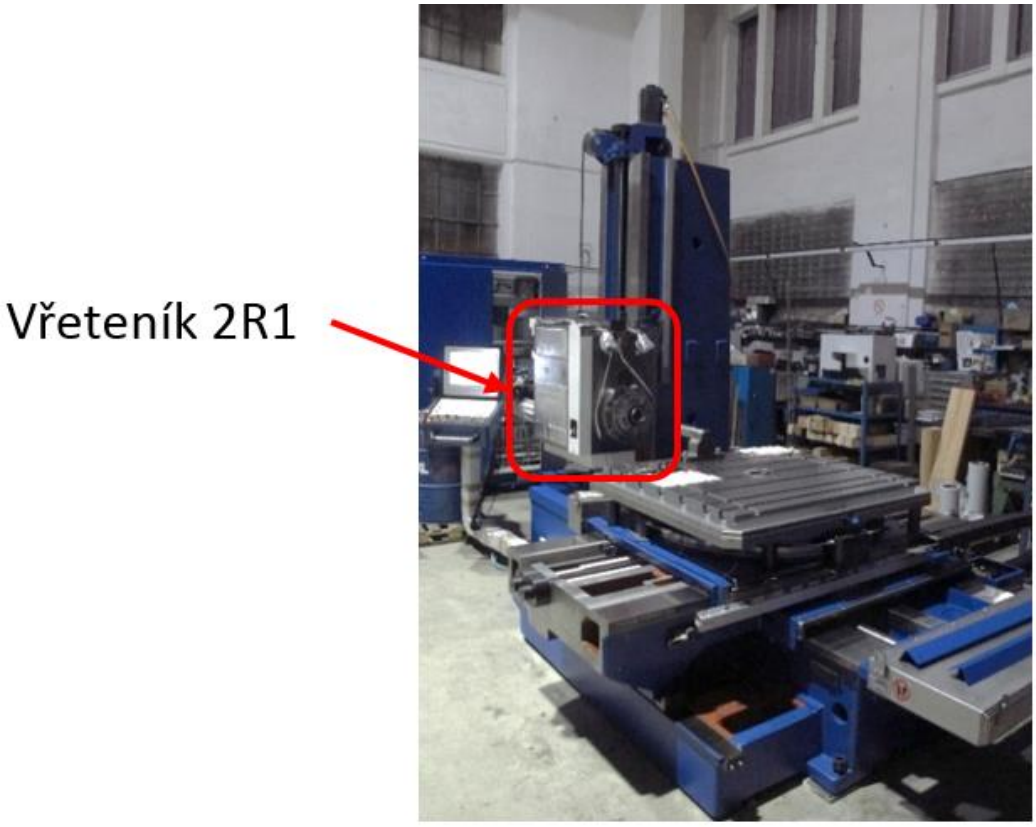
Obr. 3.17 Způsob kódového značení měření

3.4.2 Popis a okolnosti měření vřeteníků 2R1 a 2R2

První ze sad měření proběhlo dne 15.11.2017. Během tohoto měření byly měřeny dva vřeteníky vodorovných vyvrtávaček. Každý vřeteník byl osazen na typově odlišně označeném stroji. Oba tyto stroje však byly osazeny konstrukčně totožnými vřeteníky. V době, kdy byly stroje měřeny, byly již plně seřízeny servopohony strojů a zprovozněny byly i jejich periferie. Řízení obou strojů bylo realizováno pomocí řídicího systému Heidenhain iTNC530 HSCI. Vřeteník ani pohybové osy stolu nebyly finálně zakrytovány, což usnadnilo přístup k tělesu vřeteníku a jeho snazšímu osazení akcelerometry. V době měření byly vřeteníky v dolní pozici osy Y a vřeteno bylo zasunuto. Před zahájením měření byly oba vřeteníky ponechány v chodu po dobu 10 minut při otáčkách 500ot/min, aby došlo k ustálenému promazání ložisek a ozubených soukolí. Dále také z důvodu teplotní stabilizace vřeteníků.

Popis a okolnosti měření vřeteníku 2R1

Prvním měřeným vřeteníkem byl dvouřadý vřeteník osazený na stroji typu WH10CNC se sériovým číslem 3.4005 který je zobrazen na obrázku 3.18.



Obr. 3.18 Stroj WH10CNC číslo 3.4005

Na tomto vřeteníku byly měřeny vibrace při konstantních otáčkách 500ot/min a 1000ot/min a to pro smysl otáčení vřetene vpravo i vlevo. Při otáčkách 500ot/min je v případě dvouřadých vřeteníků zařazena první řada a při otáčkách 1000ot/min pak řada druhá. Čímž se během měření při těchto otáčkách dostala do záběru, při kterém přenášejí výkon, všechna soukolí, jenž jsou v převodové skříni vřeteníku obsažena. Měření, která byla provedena na tomto stroji, byla označována způsobem kódového značení viz. obrázek 3.17, s označením 2R1 na začátku.

Popis a okolnosti měření vřeteníku 2R2

Druhým měřeným vřeteníkem při prvním měření, byl dvouřadý vřeteník osazený na stroji typu W100B-CNC nesoucí sériové číslo 3.0824 ,který je na obrázku 3.19.

Obr. 3.19 Stroj W100B-CNC číslo 3.0824

Na tomto vřeteníku byly rovněž změřeny vibrace při konstantních otáčkách 500ot/min a 1000ot/min a opět shodně s předešlým měřením pro běh vřetena doprava i vlevo. Měření provedená na tomto vřeteníku byla označována opět kódovým značením viz. obrázek 3.17, s označení 2R2 na začátku.

3.4.3 Popis a okolnosti měření vřeteníku 4R1

Druhé měření se uskutečnilo 25.1.2018. Při tomto měření byl změřen jeden čtyřřadý vřeteník. Tento vřeteník měl sériové číslo 3.4008 a byl připraven k montáži na stroj typu WH10CNC. Oproti předchozímu měření se tento vřeteník lišil jednak počtem řad, kdy předchozí vřeteníky byly dvouřadé, ale hlavním rozdílem při tomto měření byla skutečnost, že vřeteník nebyl osazen na stroji, nýbrž byl ustaven na zkušební stolici, jak je patrné z obrázku 3.20.

Obr. 3.20 Vřeteník 4R1 na zkušební stolici

Vřeteník nebyl v době měření finálně zakrytován, takže zde bylo opět snadno přístupné těleso vřeteníku pro osazení senzorikou. V této fázi na zkušební stolici, byl již v provozu mazací okruh vřeteníku, takže bylo možné provádět potřebná měření i v případě, kdy vřeteník nebyl osazen na stroji. Vřeteno bylo během měření zasunuto a vřeteník byl před započetím měření ponechán 10 minut v chodu při otáčkách 500ot/min z důvodu prohřátí. Vřeteník nebyl připojen k řídicímu systému a ovládání vřeteníku, resp. jeho spouštění, smysl otáčení a regulace otáček vřetene, byly ovládány prostřednictvím zkušebního ovládacího pultu. Řazení jednotlivých převodových stupňů pak prováděl zkušební technik firmy RETOS, dle požadovaných výstupních otáček vřetene, pomocí přepínače ovládající hydraulické rozvaděče řazení. Na tomto typu vřeteníku byly opět měřeny vibrace při 500ot/min a při 1000ot/min při pravém i levém chodu. Při otáčkách 500ot/min je v případě čtyřřadého vřeteníku zařazen druhý převodový stupeň a při otáčkách 1000ot/min převodový stupeň třetí. V souvislosti s uspořádáním a rozložením čtyřřadých vřeteníků, jsou při této volbě otáček proměřena všechna soukolí viz. obrázek 3.4. To znamená, že do záběru, kdy je přes kola přenášen výkon, přijdou všechna ozubená kola. Měření uskutečněná na tomto vřeteníku nesou kódová označení dle vzoru na obrázku 3.17, s označením 4R1 na začátku.

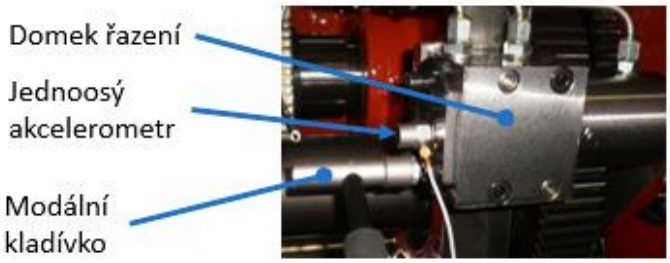
3.4.4 Popis a okolnosti měření vřeteníku 2R3

Poslední z měření proběhlo dne 8.3.2018. Měřeným strojem byl opět stroj typu WH10CNC s dvouřadým vřeteníkem označeným sériovým číslem 3.4007, který lze vidět na obrázku 3.21. Okolnosti měření byly velmi podobné, jako při uskutečnění prvního měření. To znamená, že na stroji, na kterém byl instalován vřeteník, byly seřízeny servopohony a stroj měl zprovozněny veškeré periferie. Ovládání vřeteníku a potažmo celého stroje bylo realizováno pomocí ovládacího panelu přes řídicí systém Heidenhain iTNC530 HSCI. Vřeteník ani pohybové osy stolu nebyly finálně krytovány. V době, kdy na vřeteníku probíhala měření, bylo vřeteno zasunuté a vřeteník se nacházel v dolní pozici osy Y.

Obr. 3.21 Stroj WH10CNC číslo 3.4007

Prohřívání v tomto případě probíhalo při otáčkách 835ot/min, což odpovídá maximálním otáčkám první řady, po dobu 15 minut. Delší doba zahřívání vřeteníku při vyšších otáčkách, byla zvolena z důvodu, že se vyskytlo podezření, zda hluk, který vychází z vřeteníků, nemá subjektivně zhoršující se charakter spolu s rostoucí teplotou vřeteníku. Tento vřeteník byl z tohoto důvodu rovněž na začátku a na konci měření nasnímán termokamerou, a po skončení měření vibrací za provozu, bylo sejmuto boční

víko převodové skříně a termokamerou nasnímána i ložiska a soukolí uvnitř vřeteníku. Termosnímky byly pořízeny, pro případné vytipování uzlů, ve kterých dochází k výraznějšímu zahřívání. Uvnitř vřeteníku došlo rovněž k poklepání přístupných ozubených kol modálním kladívkem pro zjištění jejich vlastních frekvencí. Poklepán modálním kladívkem byl rovněž domek řazení uvnitř vřeteníku viz. obrázek 3.22.



Obr. 3.22 Domek řazení

Poklepána byla i prostřední část bočního víka převodové skříně viz. obrázek 3.23, před jejho demontáží. Boční víko se po poslechu hluku přes ocelovou tyčku přiloženou k tělesu skříně a uchu jevilo, při porovnání s ostatním místy na vřeteníku, jako potenciální membrána zesilující akustický projev vibrací.

Samotné měření vibrací probíhalo při konstantních otáčkách 500ot/min, 835ot/min což jsou maximální otáčky první řady, 836ot/min které odpovídají minimálním otáčkám druhé řady, 1250ot/min při kterých byl u tohoto konkrétního vřeteníku hluk dle výrobce nejvýraznější, 1500ot/min, 2000ot/min a 2500ot/min což jsou maximální otáčky vřeteníku. Dále pak otáčky 520ot/min a 2032ot/min, jelikož při těchto výstupních otáčkách vřetene jsou totožné vstupní otáčky motoru při zařazeném prvním i druhém převodovém stupni. Jako další se na tomto vřeteníku uskutečnilo měření rozběhů a doběhů vřetene. Rozběhy i doběhy se měřily od 0ot/min do 835ot/min a z 835ot/min do 0ot/min, tedy celý rozsah prvního převodového stupně. Dále potom rozběhy od 0ot/min do 2500ot/min a doběhy z 2500ot/min do 0ot/min, při kterých byl zařazen druhý převodový stupeň. Veškerá výše popsaná měření vibrací byla provedena při pravém i levém smyslu otáčení vřetene.

Značení měření bylo prováděno tentokrát pomocí označení M01 až M30 podle posloupnosti, jak tato měření následovala po sobě. Tento způsob značení byl zvolen z toho důvodu, jelikož se prováděla měření nejen při konstantních otáčkách jako

v předchozích případech, ale také poklepy modálním kladívkem a rozběhové a doběhové zkoušky. Z tohoto důvodu by předchozí používané značení nebylo dostačující. K uskutečněným měřením tak vznikla tabulka s detailními poznámkami o typu a podmínkách daného měření (viz. Příloha 17). Nicméně pracovně jsou měření provedená při konstantních otáčkách, pro zachování jednotného formátu, dále v této práci značena dle předchozího způsobu viz. obrázek 3.17, s označením 2R3 na začátku.

3.4.5 Tabulka měření

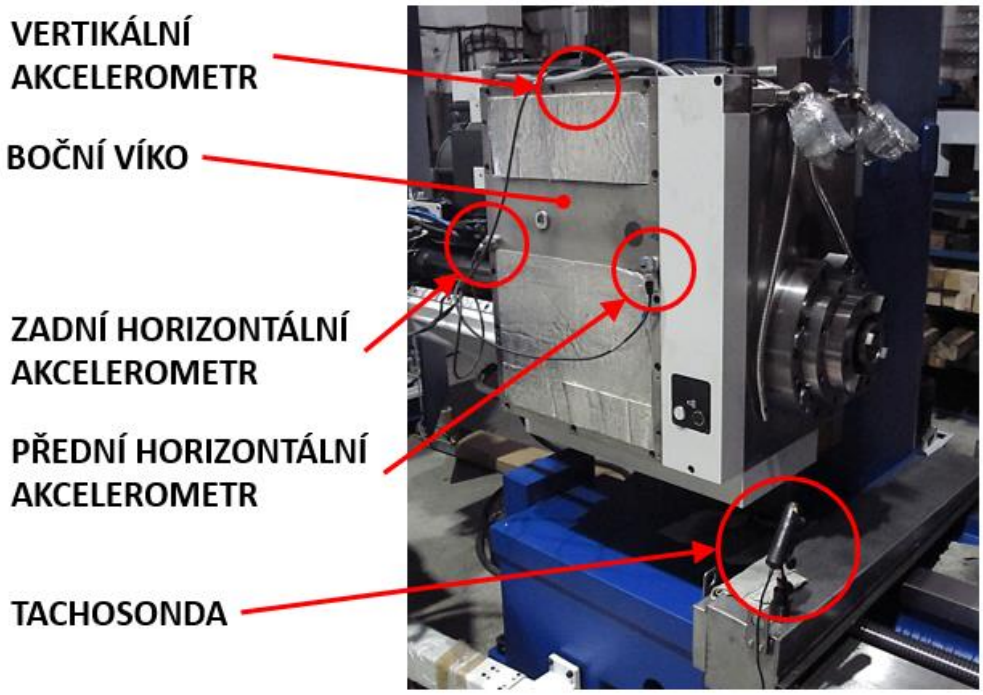
V tabulce 3.5 je uveden souhrn provedených měření běhu vřeteníků, v rámci této práce.

Tab. 3.5 Provedená měření běhu vřeteníků

Datum měření	Výrobní číslo stroje	Počet řad	Typ stroje	Provedená měření				
				Konstantní běh		Rozběhy/Doběhy		
				Otáčky [ot/min]	Smysl otáčení	Z otáček [ot/min]	Na otáčky [ot/min]	Smysl otáčení
15.11.17	3.4005	2	WH10CNC	500	R/L			
				1000	R/L			
15.11.17	3.0824	2	W100B-CNC	500	R/L			
				1000	R/L			
25.01.18	3.4008	4	WH10CNC	500	R/L			
				1000	R/L			
08.03.18	3.4007	2	WH10CNC	500	R/L	0	835	R/L
				520	R	0	2500	R/L
				835	R/L	835	0	R/L
				836	R/L	2500	0	R/L
				1000	R/L			
				1250	R/L			
				1500	R/L			
				2000	R/L			
				2032	R			
				2500	R/L			

3.4.6 Rozmístění senzorů

Z důvodu vzájemné porovnatelnosti naměřených hodnot v rámci měření různých vřeteníků, byly akcelerometry při každém měření osazovány do totožných pozic. Měřící akcelerometry byly na tělesech vřeteníků umístěny do míst, která jsou patrná z obrázku 3.23. Tato místa byla vytipována na základě znalosti konstrukce převodové skříně tak, aby se snímače nacházely v relativní blízkosti uložení hřídelí a zároveň byl vřeteník v těchto oblastech z hlediska výztuh a žebrování dostatečně tuhý. Dostatečná tuhost totiž zaručuje dobrý přenos vibrací strukturou až k místu měření. K měření byly pokaždé použity tři akcelerometry. Dva umístěné na vřeteníku v horizontálním směru z boku, přičemž první na straně blíže k motoru, označovaný jako ZADNÍ HORIZONTÁLNÍ (typ:602D01, sériové číslo:LW40239) a druhý na straně blíže k vřeteni, označovaný jako PŘEDNÍ HORIZONTÁLNÍ (typ:602D01, sériové číslo:LW40240). Třetí z akcelerometrů byl pak umístěn ve směru vertikálním, tedy z vrchní strany skříně, na středu u místa, kde je přechod mezi převodovou skříní a bočním víkem této skříně. Tento akcelerometr byl značen jako VERTIKÁLNÍ (typ:602D01, sériové číslo:LW59103). Otáčky vřetene byly snímány pomocí laserové tachosondy nasměrované na rotor vřetena.



Obr. 3.23 Rozmístění senzorů

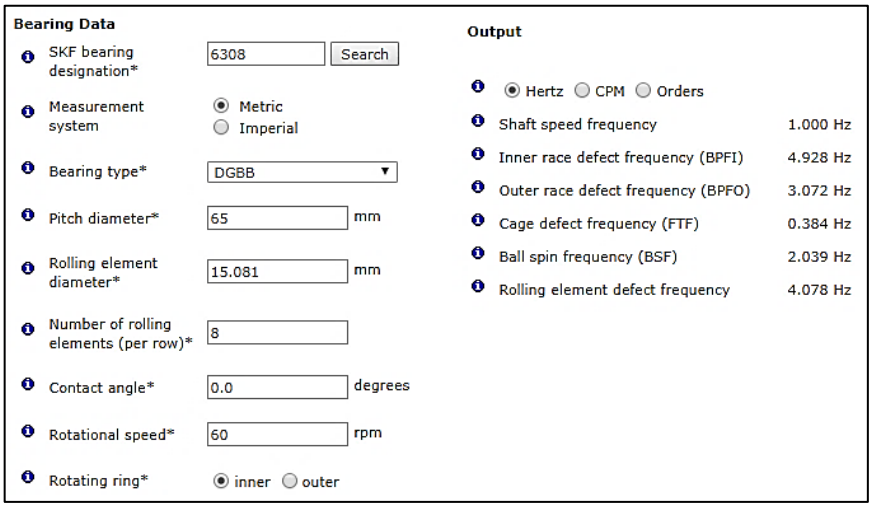
3.5 Příprava vyhodnocování

Před zahájením vyhodnocování dat získaných z měření vřeteníků, bylo nejprve zapotřebí, detailně se seznámit s vřeteníky z hlediska jejich uspořádání a konstrukce. Jakým způsobem probíhá řazení u jednotlivých typů vřeteníků, při jakých otáčkách dochází k přeřazení na další otáčkový stupeň, jaká konkrétní soukolí jsou pro danou převodovou řadu v záběru a přes která soukolí je v danou chvíli přenášen výkon.

Na základě převodových poměrů pak následovalo zjištění otáček jednotlivých hřídelí, zjištění jejich uložení a typy konkrétních ložisek. Za tímto účelem bylo nezbytné detailní seznámení s výkresovou dokumentací a dohledání potřebných informací. Na základě těchto informací, pak následoval výpočet všech významných kinematických frekvencí, které se mohou v naměřených datech při různých otáčkách a převodových stupních vyskytovat.

3.5.1 Použitá ložiska

Ze znalosti, jaká ložiska jsou na které hřídeli použita, bylo možné vypočítat jejich kinematické frekvence. Vřeteníky jsou nyní již osazovány ložisky SKF a jedním ložiskem od výrobce ZKL. Ložisko ZKL je použito, jelikož firma SKF nevyrábí toto konkrétní ložisko v geometricky totožném provedení jako firma ZKL a tudíž ho není možné nahradit. Kinematické frekvence ložisek od firmy SKF byly spočteny pomocí „inženýrské kalkulačky“, která je dostupná uživatelům, po přihlášení na webových stránkách skf.com viz obrázek 3.24.



Obr. 3.24 "Inženýrská kalkulačka SKF" - Kinematické frekvence ložiska 6308

Následně byla výpočtem ověřena shoda výsledků z inženýrské kalkulačky s hodnotami vypočtenými podle analytických vzorců (2.7),(2.8),(2.9) a (2.10).

Výpočet kinematických frekvencí ložiska SKF 6308

Frekvence vnitřního kroužku BPFI:

$$BPFI = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot p \cdot \left[1 + \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)\right] = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 8 \cdot \left[1 + \left(\frac{15{,}081}{65} \cdot \cos(0)\right)\right] = 4{,}9\ Hz$$

Frekvence vnějšího kroužku BPFO:

$$BPFO = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot p \cdot \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)\right] = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 8 \cdot \left[1 - \left(\frac{15{,}081}{65} \cdot \cos(0)\right)\right] = 3{,}1\ Hz$$

Frekvence klece FTF:

$$FTF = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)\right] = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot \left[1 - \left(\frac{15{,}081}{65} \cdot \cos(0)\right)\right] = 0{,}38\ Hz$$

Frekvence valivého tělíska BSF:

$$BSF = \frac{PD}{BD} \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cdot cos\beta\right)^2\right] = \frac{65}{15{,}081} \cdot 1 \cdot \left[1 - \left(\frac{15{,}081}{65} \cdot cos(0)\right)^2\right] = 4{,}1\ Hz$$

kde: f_r… Frekvence otáčení vnitřního kroužku [Hz]
BD… Průměr valivého tělíska [mm]
PD… Průměr roztečné kružnice [mm]
β… Stykový úhel [°]

Z porovnání vypočtených hodnot a hodnot získaných z „inženýrské kalkulačky“ uvedených na obrázku 3.24, je patrná shoda.

Kinematické frekvence ložisek

Hodnoty kinematických frekvencí ložiska ZKL 3212 NF musely být vyžádány přímo od výrobce ložisek. Obdobnou funkci v podobě „inženýrské kalkulačky" jako SKF, firma ZKL totiž nenabízí a není ani umožněno dohledání parametrů ložisek, které jsou zapotřebí, jako vstupy pro analytický výpočet. Všechny kinematické frekvence ložisek byly vypočteny pro otáčky vnitřního kroužku ložiska, tedy otáčky hřídele, 60ot/min, což odpovídá otáčkové frekvenci 1Hz. Hodnoty zjištěných kinematických frekvencí byly dále násobeny dle potřeby, hodnotou otáčkových frekvencí jednotlivých hřídelí. Tímto způsobem bylo možné zjistit skutečné kinematické frekvence ložisek při různých otáčkách vřetena a různých převodových stupních. V tabulce 3.6 jsou uvedeny všechny

zjištěné kinematické frekvence ložisek vřeteníků, pro otáčkovou frekvenci vnitřního kroužku 1Hz.

Tab. 3.6 Kinematické frekvence ložisek při otáčkách 60ot/min (1Hz)

Hřídel	Ložisko	Výrobce	BPFI [Hz]	BPFO [Hz]	FTF [Hz]	BSF [Hz]
A1	6013 RS1	SKF	8,4	6,6	0,44	3,9
A1	6308	SKF	4,9	3,1	0,38	2,04
A2	6309	SKF	4,9	3,04	0,38	1,9
A3	6310	SKF	4,9	3,05	0,38	1,9
A3	3212 NF	ZKL	9,1	6,9	0,41	2,9
A2‘	3211 A	SKF	5,8	4,2	0,42	2,7
A2‘	3310 A	SKF	4,8	3,2	0,39	1,9
A4	71928 ACD	SKF	15,8	13,2	0,46	5,2
A4	71932 ACD	SKF	15,3	12,7	0,45	4,9

3.5.2 Tabulky pro výpočet frekvencí

Na základě těchto dat byly vytvořeny aktivní a provázané tabulky v programu Microsoft Excel (viz. Příloha 3). V těchto tabulkách byly všechny výše popsané skutečnosti zohledněny a implementovány. Vznik těchto tabulek byl pro možnost ruční analýzy naměřených vibračních dat nezbytný. Výsledkem byl vznik samostatné tabulky pro každý z převodových stupňů dvouřadého i čtyřřadého vřeteníku. V těchto tabulkách již byly zohledněny informace o tom, přes která soukolí je přenášen výkon a které frekvence se tak mohou při běhu vřetene v naměřených datech dominantně vyskytovat. Tyto tabulky na základě uživatelsky zadávaných hodnot výstupních otáček vřetene provedly potřebné výpočty otáčkových frekvencí jednotlivých hřídelí, spolu s jejich druhým a třetím harmonickým násobkem. Z těchto otáčkových frekvencí pak byly dále přepočteny veškeré kinematické frekvence ložisek. Z otáčkových frekvencí a na základě znalosti počtů zubů jednotlivých ozubených kol v záběru, byly rovněž vypočteny i hodnoty záběrových frekvencí jednotlivých soukolí.

Tyto tabulky jsou koncipovány takovým způsobem, viz. obrázek 3.25, na kterém jsou pro ilustraci uvedeny tabulky pro dvouřadý vřeteník. Všechny informace o dané hřídeli, jsou vypsány ve sloupci pod označením příslušné hřídele. Tento sloupec obsahuje informaci o vstupních otáčkách hřídele, otáčkové frekvenci a o počtu zubů všech

ozubených kol. Níže jsou pak vypisovány kinematické frekvence ložisek, ve kterých jsou hřídele uloženy. Pod těmito údaji vždy následuje ještě přehled hodnot prvního, druhého a třetího harmonického násobku otáčkové frekvence hřídele. Mezi jednotlivými sloupci je vynesena hodnota frekvence GMF, tedy záběrové frekvence ozubených kol. Cesta, kterou je přenášen výkon od motoru na vřeteno, je v těchto tabulkách naznačena zeleným podbarvením buněk. Oranžové podbarvení buněk pak označuje soukolí, která jsou sice v záběru, ale nepřenáší výkon. Do žlutě podbarveného okna uživatel zadává hodnotu výstupních otáček vřetena, ke které jsou veškeré hodnoty vypisované tabulkou vázány.

2-řadý vřeteník I.řada

	A1				A2					A3					A2'					A4		
Řada	Otáčky motoru	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky [ot./min]	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky [ot./min]	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky [ot./min]	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky vřetene	Otáčková [Hz]
I.	4352,27	72,54	23	1668,37	74	1352,73	22,55	52	1172,37	54	1302,63	21,71	19	412,50	45	550,00	9,17	50	458,33	55	500,00	8,33
II.	4352,27	72,54	23	1668,37	74	1352,73	22,55	52	1172,37	54	1302,63	21,71	66	1432,89	40	2149,34	35,82	50	458,33	55	500,00	8,33

Hřídel	A1	
Ložisko	6013-RS1	6308
IR	612,07	357,47
OR	475,99	222,84
VT	285,36	147,90
DVT	570,80	295,81
KLEC	31,70	27,85

Hřídel	A2
Ložisko	6309
IR	111,89
OR	68,47
VT	44,10
DVT	88,18
KLEC	8,57

Hřídel	A3	
Ložisko	6310	3212 NF
IR	107,51	197,57
OR	66,15	149,80
VT	43,01	62,96
DVT	86,00	125,92
KLEC	8,27	8,68

Hřídel	A2'	
Ložisko	3211 A	3310 A
IR	52,88	44,32
OR	38,78	29,01
VT	25,20	18,18
DVT	50,40	36,36
KLEC	3,88	3,63

Hřídel	A4	
Ložisko	71928 ACD	71932 ACD
IR	131,37	127,27
OR	110,30	106,07
VT	42,99	41,23
DVT	85,98	82,45
KLEC	3,80	3,79

Otáčková A1 [Hz]		
1x	2x	3x
72,54	145,08	217,61

Otáčková A2 [Hz]		
1x	2x	3x
22,55	45,09	67,64

Otáčková A3 [Hz]		
1x	2x	3x
21,71	43,42	65,13

Otáčková A2' [Hz]		
1x	2x	3x
9,17	18,33	27,50

Otáčková A4 [Hz]		
1x	2x	3x
8,33	16,67	25,00

2-řadý vřeteník II.řada

	A1				A2					A3					A2'					A4		
Řada	Otáčky motoru	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky [ot./min]	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky [ot./min]	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky [ot./min]	Otáčková [Hz]	Počet zubů	GMF [Hz]	Počet zubů	Otáčky vřetene	Otáčková [Hz]
I.	2227,42	37,12	23	853,84	74	692,31	11,54	52	600,00	54	666,67	11,11	19		45	1100,00	18,33	50	916,66	55	500,00	8,33
II.	2227,42	37,12	23	853,85	74	692,31	11,54	52	600,00	54	666,67	11,11	66	733,33	40	1100,00	18,33	50	916,67	55	1000,00	16,67

Hřídel	A1	
Ložisko	6013-RS1	6308
IR	313,25	182,95
OR	243,61	114,04
VT	146,04	75,70
DVT	292,13	151,39
KLEC	16,22	14,26

Hřídel	A2
Ložisko	6309
IR	57,27
OR	35,04
VT	22,57
DVT	45,13
KLEC	4,38

Hřídel	A3	
Ložisko	6310	3212 NF
IR	55,02	101,11
OR	33,86	76,67
VT	22,01	32,22
DVT	44,01	64,44
KLEC	4,23	4,44

Hřídel	A2'	
Ložisko	3211 A	3310 A
IR	105,77	88,64
OR	77,57	58,03
VT	50,40	36,36
DVT	100,80	72,71
KLEC	7,76	7,26

Hřídel	A4	
Ložisko	71928 ACD	71932 ACD
IR	262,73	254,53
OR	220,60	212,13
VT	85,98	82,45
DVT	171,95	164,90
KLEC	7,60	7,58

Otáčková A1 [Hz]		
1x	2x	3x
37,12	74,25	111,37

Otáčková A2 [Hz]		
1x	2x	3x
11,54	23,08	34,62

Otáčková A3 [Hz]		
1x	2x	3x
11,11	22,22	33,33

Otáčková A2' [Hz]		
1x	2x	3x
18,33	36,67	55,00

Otáčková A4 [Hz]		
1x	2x	3x
16,67	33,33	50,00

Obr. 3.25 Tabulky pro výpočet frekvencí 2-řadého vřeteníku

3.6 Vyhodnocování

V momentě kdy byly přichystány veškeré potřebné podklady, mohla začít samotná analýza získaných dat.

3.6.1 Spektra rychlosti vibrací 0Hz až 6,4kHz

Na začátku vyhodnocování naměřených dat proběhla podrobná analýza spekter rychlosti vibrací ve frekvenčním rozmezí 0Hz až 6,4kHz (viz. Příloha 7). V těchto spektrech byla nejprve soustředěna pozornost na vyhledávání výrazných amplitud a následné zjišťování, k jakým zdrojům přísluší frekvence, na kterých se vyskytují. Tento postup byl aplikován pro získání základního přehledu o stavu převodového ústrojí.

Z takto provedené analýzy vyplynulo, že záběrové frekvence jsou ve spektrech patrné pro všechna soukolí. Co se týče významnosti amplitud na těchto frekvencích, nejvíce se objevovala záběrová frekvence soukolí mezi hřídelemi A3 a A2‘. Méně se objevovali významné záběrové frekvence mezi hřídelemi A1 a A2. Nejmenší výskyt výrazných amplitud na záběrových frekvencích pak byl zaznamenán u soukolí mezi hřídelemi A2 a A3.

V následující tabulce 3.7 jsou shrnuty výsledky, které byly vypozorovány ve spektrech rychlosti vibrací v rozmezí 0Hz až 6,4kHz. V takto širokém pásmu spekter byly nacházeny ve významnějším měřítku pouze záběrové frekvence soukolí (GMF). Pole v tabulce označená „I“ značí výskyt amplitudy na dané frekvenci, „I+“ označují významnou špičku a žlutě podbarvená pole signalizují, že daná špička byla mezi sledovanými nejvýraznější.

Tab. 3.7 Nalezené amplitudy ve spektrech rychlosti vibrací 0Hz až 6,4kHz

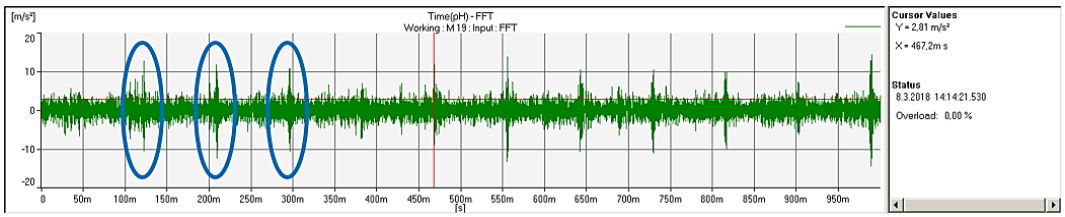
Měření	GMF A1/A2	GMF A2/A3	GMF A3/A2'	GMF A2'/A4
2R1-500R	I	I+	I	I+
2R1-500L	I+	I+	I	I+
2R2-500R	I		I+	I
2R2-500L	I		I+	I
2R3-500R	I		I+	I+
2R3-500L	I	I	I+	I
4R1-500R	I+	I+	I+	I
4R1-500L	I+	I	I	I+
2R1-1000R		I	I	I+
2R1-1000L			I	I+
2R2-1000R	I+	I+	I+	I+
2R2-1000L			I	I+
2R3-1000R	I+	I	I	I
2R3-1000L	I+	I	I	I
4R1-1000R	I+		I	I+
4R1-1000L	I+		I	I+
2R3-835R			I+	I
2R3-835L	I+	I+	I+	I
2R3-836R	I+	I+	I+	I+
2R3-836L	I+	I+	I	I
2R3-520R	I	I	I	I+
2R3-2032R	I			
2R3-1250R		I	I	
2R3-1250L		I+	I	
2R3-1500R	I		I	I
2R3-1500L	I	I+	I	I
2R3-2000R	I		I+	I
2R3-2000L	I	I+	I+	I
2R3-2500R	I+	I	I+	
2R3-2500L	I	I	I	

3.6.2 Časové záznamy

Vyhodnocováním významnosti amplitud vyskytujících se na záběrových frekvencích v FFT spektrech, byl získán prvotní vhled do dané problematiky. Z důvodu detailnějšího seznámení se se stavem vřeteníků, bylo dále zapotřebí, dalšími způsoby

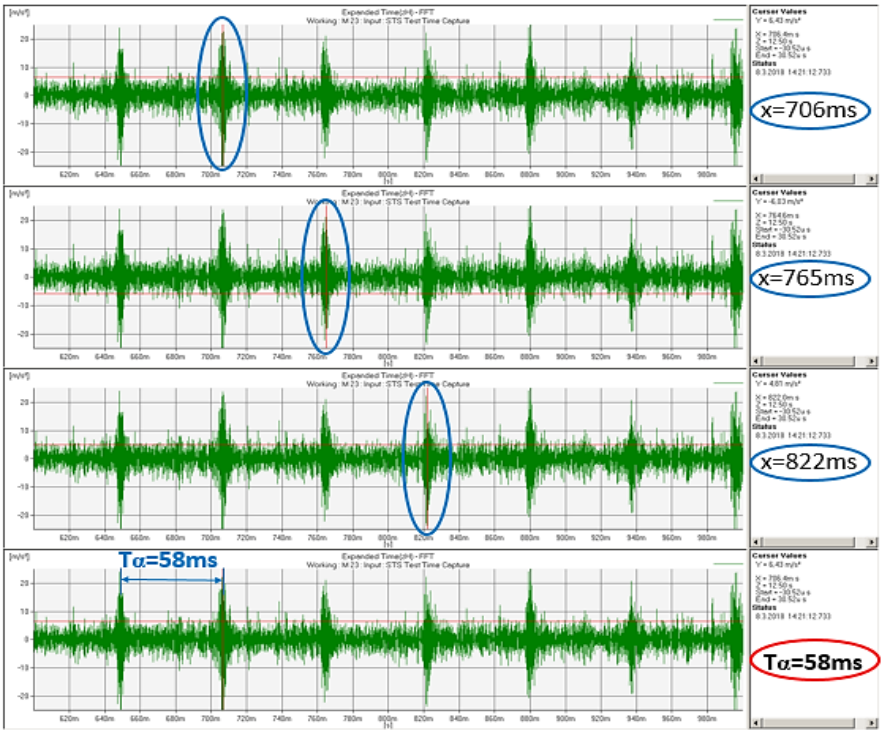
a metodami blíže diagnostikovat možné uzly převodového ústrojí, které by mohly být zdrojem hluku.

Proběhla tak analýza časových záznamů zrychlení vibrací. Při této analýze byla pozornost upřena na šířky pásem v záznamech, které se pohybovaly v řádech stovek milisekund (viz. Příloha 6). Tímto postupem bylo vypozorováno, že v mnoha případech, jsou v těchto záznamech patrné pravidelné výrazné nárůsty hodnot, tzv. zázněje, viz. obrázek 3.26.



Obr. 3.26 Zázněje v časovém záznamu vibrací

Na základě tohoto zjištění bylo přistoupeno k vyhledávání časů v časových záznamech, na kterých dochází k projevům záznějí. Z takto získaných hodnot časů byly následně spočteny periody opakování a z nich frekvence, na kterých dochází k jejich opakování. Postup zjišťování periody záznějí z časových záznamů je patrný z obrázku 3.27.



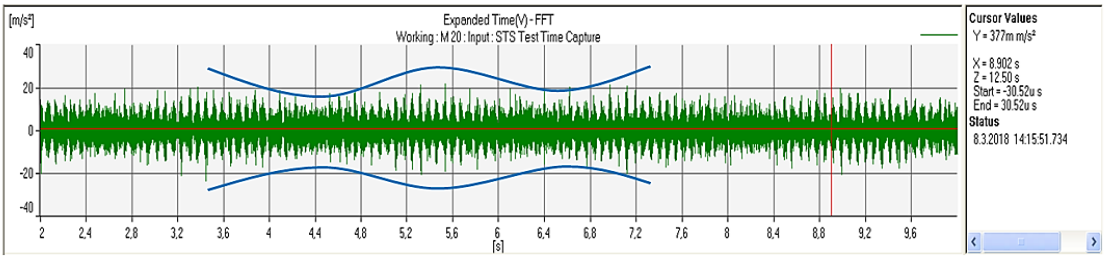
Obr. 3.27 Postup zjišťování periody opakování záznějí T_α

Touto metodou se při porovnávání získaných hodnot odečtených z grafu, s tabulkami pro výpočet frekvencí vřeteníků, dospělo ke zjištění, že zázněje se u všech sledovaných časových průběhů opakovaly vždy s frekvencí, která je velmi blízká otáčkové frekvenci hřídele A2 a A3 viz. tabulka 3.8. Převodový poměr mezi hřídelí A2 a A3 je velmi malý a jejich otáčkové frekvence jsou si tak velmi blízké.

Tab. 3.8 Porovnání opakovacích frekvencí záznějí

Měření	Perioda odečtená z grafu Tα [ms]	Opakovací frekvence [Hz]	Frekvence A2 [Hz]	Frekvence A3 [Hz]
2R1-500L	45	22,22	22,55	21,71
2R3-500L	45	22,22		
2R1-1000R	90	11,11	11,54	11,11
2R3-1000L	87	11,49		
2R1-1000L	88	11,36		
2R3-1250L	70	14,29	14,42	13,89
2R3-1500L	58	17,24	17,31	16,67
2R3-1500R	58	17,24		
2R3-2000L	43	23,26	23,08	22,22

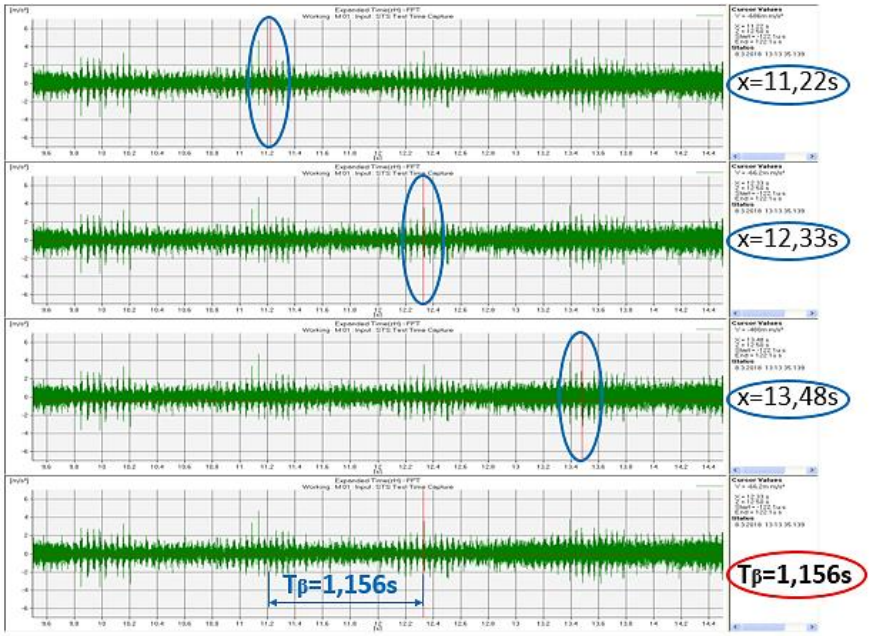
Dalším rozborem časových záznamů signálů obsahujících zázněje byla objevena následující skutečnost. Při pohledu na časový záznam v delším časovém úseku, v řádech jednotek sekund, byla u některých měření zpozorována i jejich modulace (viz. Příloha 6). Modulací se rozumí pravidelný nárůst a pokles amplitud záznějí, viz. obrázek 3.28.



Obr. 3.28 Časový záznam vibrací s modulací

V těchto záznamech tak byly vyhledávány časy, ve kterých modulace dosahovala svého maxima. Tyto časy byly dále použity k výpočtu periody opakování a následné

identifikaci frekvencí modulace záznějí. Na následujícím obrázku 3.29, je patrný postup zjišťování opakovací periody modulace záznějí.



Obr. 3.29 Postup zjišťování periody opakování modulace T_β

Po získání opakovacích frekvencí modulací záznějí z časových signálů následovalo dohledávání možných příčin těchto modulací na daných frekvencích. Oproti opakovacím frekvencím záznějí popsaným výše, již tato frekvence nebyla jednoznačná a svou velikostí pohybující se kolem 1Hz přímo neodpovídala žádné ze sledovaných komponent převodovky. Podrobným zkoumáním frekvencí, jenž se v převodových skříních vřeteníků mohou vyskytovat a jejich porovnáváním s frekvencí modulace se časem dospělo ke zjištění, že frekvence modulace s největší pravděpodobností odpovídá rozdílu otáčkových frekvencí hřídelů A2 a A3, jak je patrné z tabulky 3.9.

Tab. 3.9 Porovnání opakovacích frekvencí modulace

Měření	Perioda odečtená z grafu Tβ [ms]	Frekvence [Hz]	Rozdíl otáčkové frekvence A2 a A3 [Hz]
2R2-500R	1,21	0,83	0,84
2R3-520R	1,156	0,86	0,87
2R3-1250R	1,75	0,57	0,53
2R3-1500R	1,57	0,63	0,64
2R3-1500L	1,33	0,75	

3.6.3 Spektra rychlosti vibrací 0Hz až 100Hz

Zjištění souvislosti výskytu záznějí a jejich modulací s otáčkovými frekvencemi zejména hřídelí A2 a A3, nasměřovalo další pozornost do frekvenční oblasti, ve které se objevují otáčkové frekvence jednotlivých hřídelí. Následovalo tedy vyhodnocení spekter rychlosti vibrací v pásmu od 0 do 100Hz.

Při prohlédnutí a zhodnocení spekter rychlosti vibrací ve frekvenční oblasti 0-100Hz (viz. Příloha 9), se ukázaly následující skutečnosti. Otáčková frekvence hřídele A2, jenž byla nalezena jako jeden z možných zdrojů frekvence opakování záznějí, se u žádného z provedených měření ve větší míře neprojevila a vyskytovala se spíše ojediněle. Ještě menší výskyt amplitudy na otáčkové frekvenci než pro hřídel A2, vykázala jen hřídel A2‘. Významnější byly pak amplitudy příslušející otáčkám hřídele A3. Proti tomu zajímavým zjištěním byla skutečnost, kdy se ve spektrech často objevovala otáčková frekvence vstupního hřídele A1. Ovšem za nejzásadnější zjištění z této oblasti spektra rychlosti vibrací se dá považovat nalezení otáčkových frekvencí výstupního hřídele A4. Frekvenční špička odpovídající hřídeli A4 se ve spektrech objevovala vždy. Ve velké míře byly nalézány druhé, třetí i čtvrté harmonické násobky otáčkové A4 a v mnoha případech dosahovaly i nejvyšších amplitud. Nejvýrazněji se pak v tomto ohledu objevovala druhá harmonická otáčkové A4. Výrazný výskyt druhé otáčkové frekvence hřídele, může poukazovat na nesouosost v uložení.

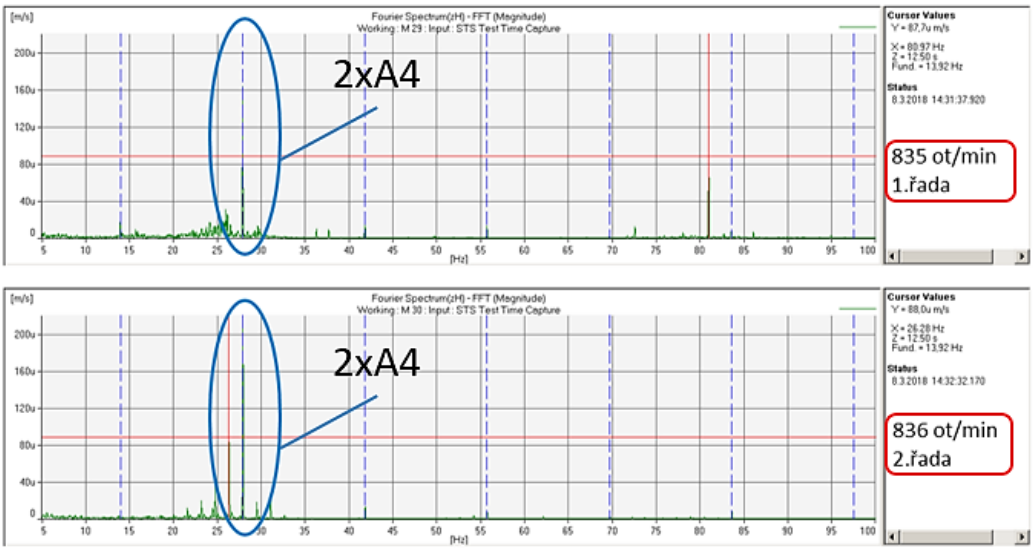
V následující tabulce 3.10 jsou shrnuty výsledky z vyhodnocování spekter rychlosti vibrací v pásmu 0Hz až 100Hz, přičemž označení pole „I“ značí výskyt amplitudy, „I+“ výrazný výskyt amplitudy a žlutě podbarvená pole signalizují, že daná amplituda byla v daném spektru nejvyšší.

Tab. 3.10 Amplitudy ve spektrech rychlosti vibrací 0Hz až 100Hz

Měření	A1	A2	A3	A2‘	A4			
					1x	2x	3x	4x
2R1-500R	I					I+		I
2R1-500L	I					I+		I
2R2-500R	I	I	I			I+	I	
2R2-500L	I	I	I			I	I+	
2R3-500R	I					I	I	I
2R3-500L	I+					I	I	I
4R1-500R	I	I	I		I	I		
4R1-500L	I		I		I	I		
2R1-1000R					I	I	I	I
2R1-1000L					I	I		
2R2-1000R					I	I+		
2R2-1000L					I	I		
2R3-1000R					I	I	I	I
2R3-1000L						I	I	I
4R1-1000R	I	I			I+	I		I
4R1-1000L	I	I			I+	I	I	I
2R3-835R						I	I	
2R3-835L					I	I	I	I
2R3-836R						I	I	
2R3-836L					I	I	I	I
2R3-520R	I+					I+	I+	I
2R3-2032R	I		I		I	I		
2R3-1250R			I			I	I	I
2R3-1500R			I	I	I	I+	I	
2R3-2000R	I		I		I	I		
2R3-2500R			I		I	I+		

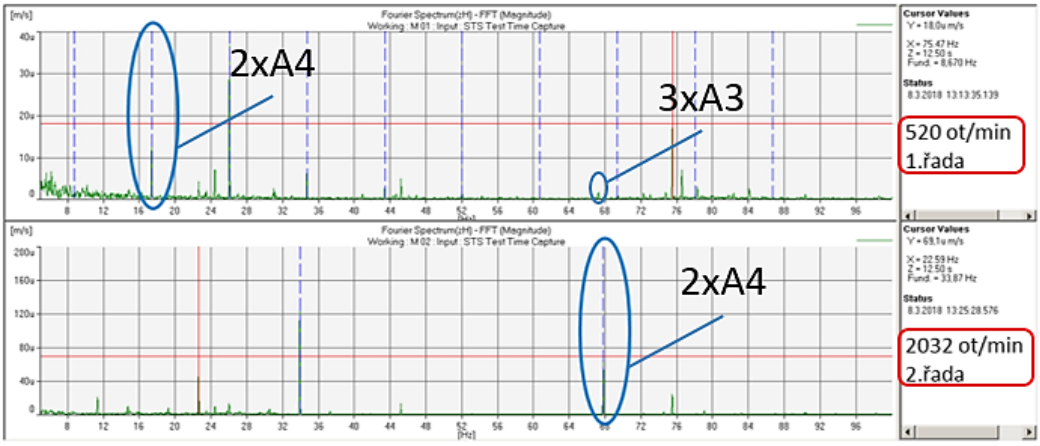
Při vyhledávání špiček ve spektrech bylo rovněž zpozorováno, že druhá harmonická 2xA4 by mohla být při druhém převodovém stupni, rovněž třetí harmonickou 3xA3. Druhá harmonická frekvence otáčení hřídele A4 je totiž v tomto režimu totožná se třetí harmonickou hřídele A3. Bylo proto zapotřebí, jednoznačně určit, které z hřídelí amplitudy na daných frekvencích odpovídají. Za tímto účelem se pozornost soustředila na provedená měření při 835ot/min a 836ot/min. Při těchto otáčkách se výstupní hřídel A4 otáčí na téměř stejné frekvenci, ovšem při zařazení

odlišných převodových stupňů. To znamená, že hřídel A3 se při otáčkách 835ot/min otáčí na jiné frekvenci než při 836ot/min. Z obrázku 3.30 je patrné, že výrazné amplitudy nalezené ve spektrech odpovídají druhé harmonické 2xA4 a pro oba případy se nachází na stejné frekvenci.



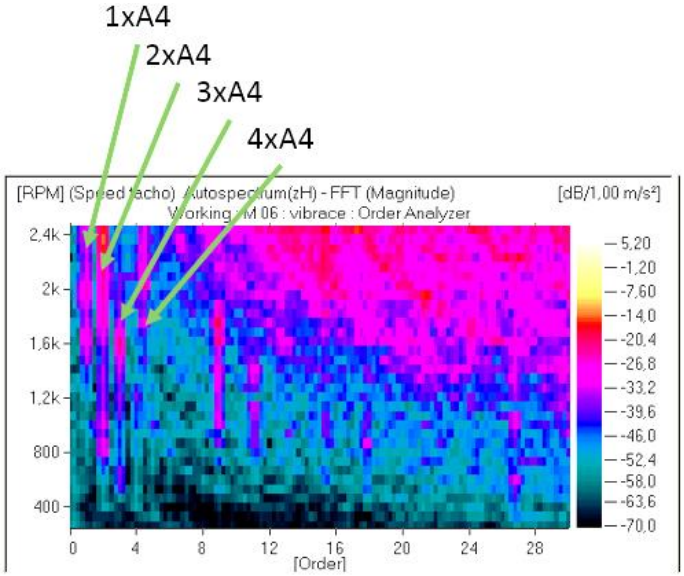
Obr. 3.30 Spektra rychlosti vibrací - 1.řada (835ot/min) a 2. řada(836ot/min)

Při pohledu do spekter změřených při 520ot/min a 2032ot/min viz. obrázek 3.31, což jsou naopak otáčky vřetene, při kterých je totožná otáčková frekvence vstupní hřídele A1 pro oba převodové stupně, čímž je u dvouřadého vřeteníku zaručena shodná otáčková frekvence i hřídele A3. Výrazné amplitudy odpovídají opět druhé harmonické 2xA4 a pro tyto rozdílné otáčky se nachází na rozdílných frekvencích. Tímto je jednoznačně dokázáno, že sledované frekvence odpovídají pouze hřídeli A4.



Obr. 3.31 Spektra rychlosti vibrací - 1.řada (520ot/min) a 2.řada (2032ot/min)

Významný výskyt otáčkové frekvence hřídele A4 a jejích harmonických je patrný i ze spektrogramů získaných při rozběhových a doběhových testech (viz. Příloha 15). Na obrázku 3.32, jsou viditelné svislé čáry na prvním, druhém, třetím i čtvrtém řádu otáčkové frekvence A4, tedy na otáčkové frekvenci vřetena.

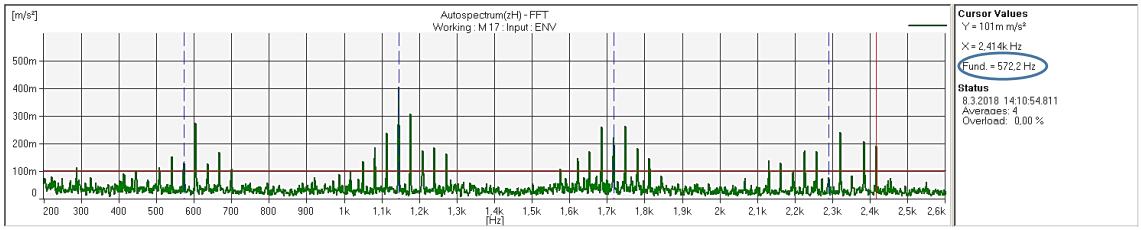


Obr. 3.32 Spektrogram s řády otáčkové frekvence hřídele A4

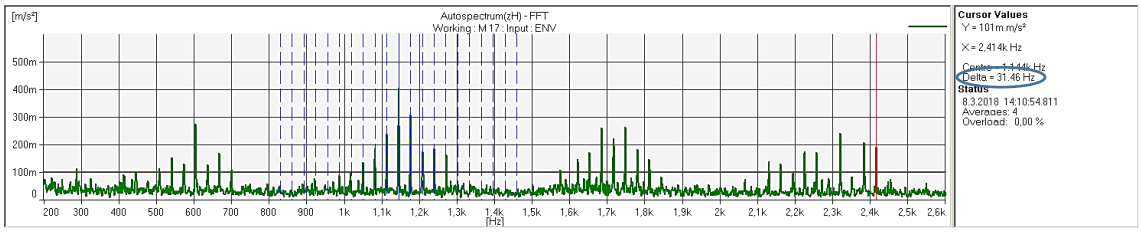
3.6.4 Obálka zrychlení

Vyhodnocována byla i obálka zrychlení. V tomto případě byl filtr obálky nastaven na frekvenční pásmo horní poloviny frekvenčního rozsahu.

U takto získaných obálek se opakovaně dospělo k následujícím zjištěním. Pro případ dvouřadých vřeteníků je při otáčkách prvního převodového stupně, nacházena v obálce zrychlení, harmonická frekvence odpovídající kinematické frekvenci kuliček ložiska 6013-RS1 viz. obrázek 3.33. Postranní pásma jsou pak od těchto harmonických frekvencí vždy vzdálena o frekvenci, která odpovídá kinematické frekvenci klece stejného ložiska viz. obrázek 3.34. Dochází tak k výrazné modulaci klecí. V tomto ložisku je uložena vstupní hřídel převodovky A1 a toto konkrétní ložisko se nachází na straně přilehlé k motoru.

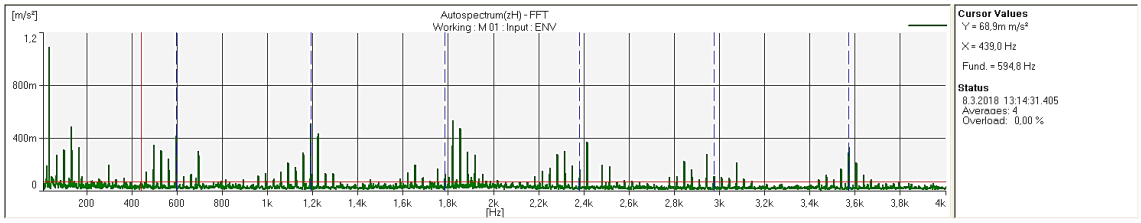


Obr. 3.33 Obálka zrychlení s frekvencí kuliček ložiska SKF 6013-RS1



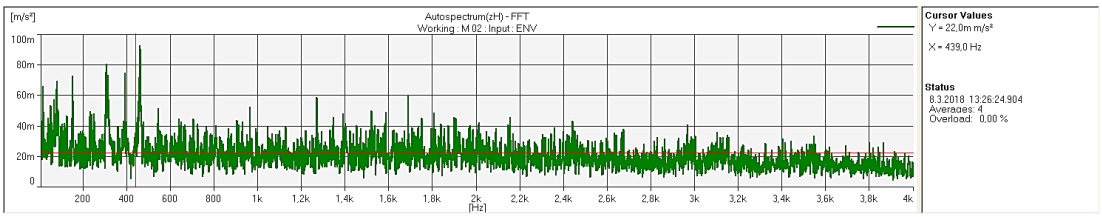
Obr. 3.34 Obálka zrychlení s frekvencí klece ložiska SKF 6013-RS1

V případě otáček vřetene, které vyžadují zařazení druhého převodového stupně, však dojde k zašumění výstupů obálky zrychlení a žádné známé kinematické frekvence vřeteníků již nejsou v takto nastavených obálkách patrné. Pro příklad je na obrázku 3.35 uvedena obálka zrychlení při 520 ot/min, při kterých je zařazen první stupeň a otáčková frekvence hřídele A1 je 75,4Hz. V této obálce lze rozpoznat harmonické frekvence kuliček ložiska 6013-RS1 i modulaci klecí.



Obr. 3.35 Obálka zrychlení (frekvenci otáčení hřídele A1 75,4Hz - 1.řada)

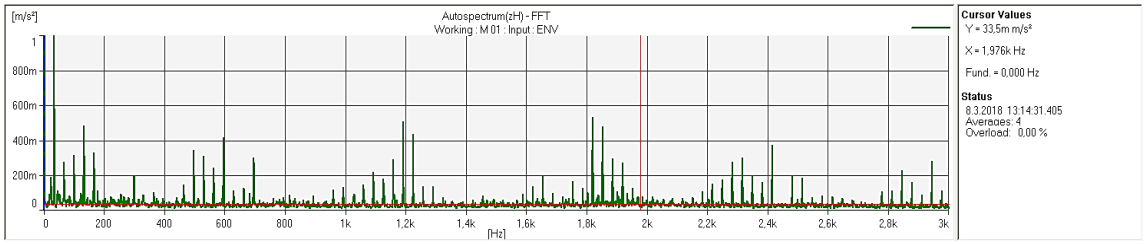
V případě uvedeném na obrázku 3.36, kdy jsou otáčky vřetene 2032 ot/min, je zařazen druhý stupeň, ovšem otáčková frekvence hřídele A1, která je uložena v tomto ložisku, je opět 75,4Hz. V tomto případě se však získaná obálka rozšumí, dojde k výraznému poklesu amplitud a žádné frekvence, jako v předchozích případech již nejsou patrné.



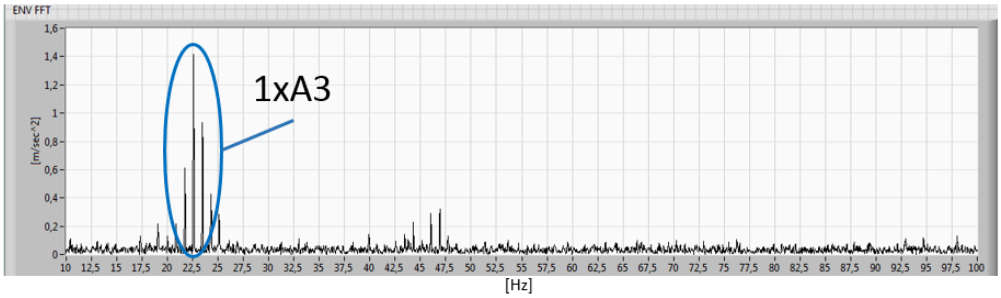
Obr. 3.36 Obálka zrychlení (frekvenci otáčení hřídele A1 75,4Hz - 2.řada)

Obálka zrychlení 400Hz-1000Hz

Z důvodu zacílení obálky zrychlení na konkrétní frekvenční pásmo 400Hz až 1000Hz, byly vytvořeny obálky zrychlení z naměřených dat v programu LabView viz. kapitola 5.3.2. Tyto obálky byly vytvořeny primárně k automatizovanému vyhodnocení programem. Ovšem i při ruční analýze v nich byl pozorován častý výskyt výrazných špiček na otáčkových frekvencích hřídele A3. Pro porovnání jsou na následujících obrázcích obálky zrychlení, vytvořené ze stejných zdrojových dat. Na obrázku 3.37 je zobrazeno spektrum obálky zrychlení s filtrem nastaveným na horní polovinu frekvenčního rozsahu a na obrázku 3.38 spektrum obálky zrychlení zaměřené na frekvenční pásmo 400 až 1000Hz.



Obr. 3.37 Obálka zrychlení 2R3-520R z horní poloviny frekvenčního rozsahu



Obr. 3.38 Obálka zrychlení 2R3-520R v pásmu 400-1000Hz

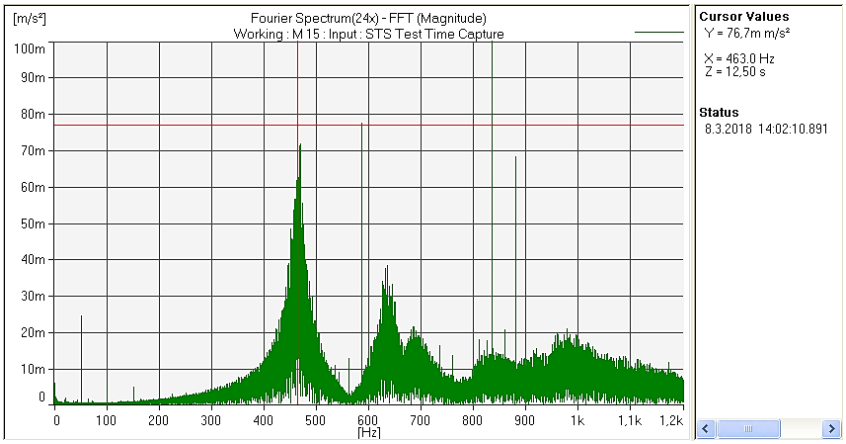
3.6.5 Vlastní frekvence

Komponenty vřeteníku, jenž byly přístupné po demontáži bočního víka převodové skříně, byly podrobeny měření pomocí modálního kladívka a jednoosého akcelerometru, za účelem zjištění vlastních frekvencí.

Boční víko

Nejprve byla zjišťována vlastní frekvence samotného bočního víka převodové skříně viz. obrázek 3.23. Toto víko bylo měřeno ještě před demontáží z vřeteníku. Měření

proběhlo ve středové části víka, ve směru osy X (viz. obrázek 3.1). Ze spektra zrychlení na obrázku 3.39, je patrná první vlastní frekvence bočního víka na frekvenci 463Hz.



Obr. 3.39 Spektrum zrychlení - boční víko

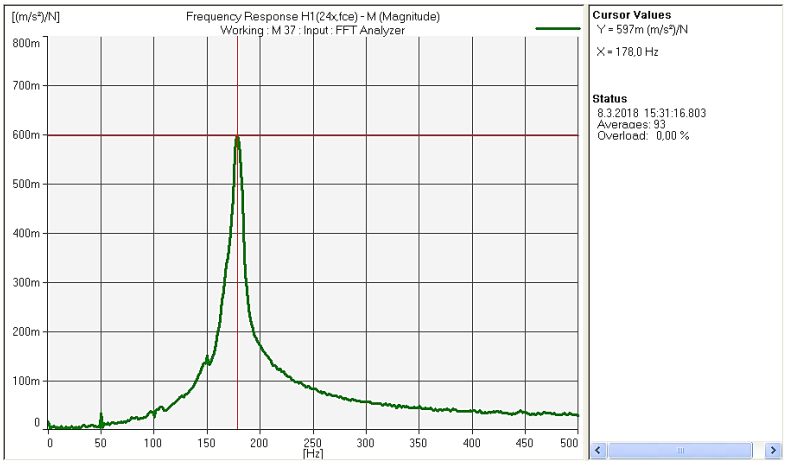
Domek řazení

Následovalo měření uvnitř vřeteníku. Zjišťovány byly vlastní frekvence domku řazení (viz. obrázek 3.22) ve směru osy W i osy Y (viz. obrázek 3.1). V žádném z těchto směrů ovšem jeho vlastní frekvence nebyly výrazné. První vlastní frekvence domku řazení ve směru osy W, byla nalezena na frekvenci 338Hz a ve směru osy Y až na frekvenci 1,832kHz.

Ozubená kola

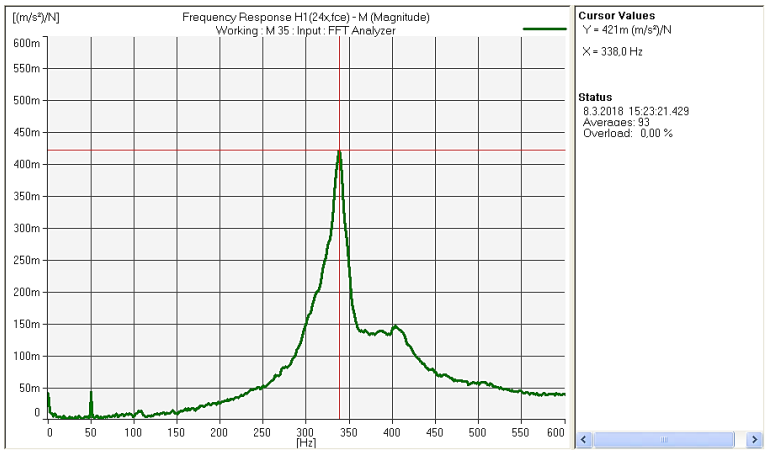
Dalšími součástmi vřeteníků podrobenými zjišťování vlastních frekvencí byla samotná ozubená kola. Jak již bylo předesláno výše, měření bylo omezeno přístupností kol ve vřeteníku. Z tohoto důvodu nemohly být zjištěny vlastní frekvence všech ozubených kol. Všechna přístupná ozubená kola byla měřena ve směru osy W (viz. obrázek 3.1).

Prvním ozubeným kolem bylo kolo osazené na hřídeli A2 se 74 zuby. První vlastní frekvence tohoto kola se nachází na frekvenci 178Hz viz. obrázek 3.40.



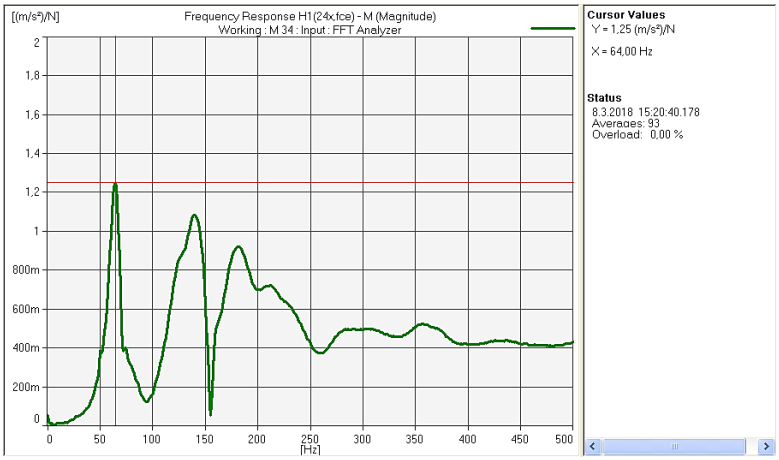
Obr. 3.40 Přenos kola (74zubů) na hřídeli A3

Druhým ozubeným kolem bylo kolo na hřídeli A3 s 54 zuby. Jeho první vlastní frekvence je na frekvenci 338Hz viz. obrázek 3.41.



Obr. 3.41 Přenos kola (54zubů) na hřídeli A3

Třetím kolem bylo rovněž ozubené kolo na hřídeli A3, tentokrát s 66 zuby. U tohoto kola byla nalezena výrazná první vlastní frekvence a to již na frekvenci 64Hz viz. obrázek 3.42. Bylo tedy zapotřebí zjistit, z jakého důvodu se vlastní frekvence tohoto kola nachází již na takto nízké frekvenci. Důvodem této nízké vlastní frekvence je s největší pravděpodobností způsob uložení ozubeného kola na hřídeli. Toto ozubené kolo je totiž na hřídeli uloženo otočně na dvou kuličkových ložiskách a k jeho pevnému spojení s hřídelí dochází pomocí přesuvné spojky viz. kapitola 3.2.1.



Obr. 3.42 Přenos kola (66zubů) na hřídeli A3

Dalšími ozubenými koly bylo ozubené kolo na hřídeli A2´ s 45 zuby, které má první vlastní frekvenci na frekvenci 486Hz a ozubené kolo na hřídeli A4 s 55 zuby, pohánějící vřeteno. První vlastní frekvence tohoto kola byla nalezena na frekvenci 2,742kHz. Výskyt vlastní frekvence na takto vysoké frekvenci svědčí o velmi tuhém uložení vřetena.

V následující tabulce 3.11 jsou shrnuty zjištěné první vlastní frekvence Ω, komponent převodových skříní vřeteníků.

Tab. 3.11 První vlastní frekvence komponent převodovky

Komponenta	Směr osy	Ω [Hz]
Boční víko	X	463
Domek řazení	Y	1832
Domek řazení	W	338
Ozubené kolo hřídele A2 (74 zubů)	W	178
Ozubené kolo hřídele A3 (54 zubů)	W	338
Ozubené kolo hřídele A3 (66 zubů)	W	64
Ozubené kolo hřídele A2´ (45 zubů)	W	486
Ozubené kolo hřídele A4 (55 zubů)	W	2742

3.6.6 Celkové hodnoty vibrací

Pro možnost porovnání vřeteníků mezi sebou z hlediska významnosti vibrací a pro porovnání hodnot vibrací, kterých vřeteníky dosahují s hodnotami předepsanými normou ČSN 20 0065, byly pro všechny měřené vřeteníky sledovány celkové hodnoty rychlosti vibrací v pásmu 10Hz až 1kHz při otáčkách 500ot/min a 1000ot/min. Získané

hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.12. Normou ČSN 20 0065 pro vodorovné vyvrtávačky s průměrem vřetene do 100mm, do které kategorie vodorovné vyvrtávačky WH10-CNC a W100B-CNC s průměrem pracovního vřetena 100mm spadají, je stanovena mezní hodnota rychlosti vibrací v_{mez}=0,71mm/s. Z výsledků je patrné, že vřeteníky mezní hodnotu ani v jednom ze sledovaných případů nepřekročily.

Tab. 3.12 Celkové hodnoty rychlosti vibrací

Porovnání celkových hodnot rychlosti vibrací pro 500 ot/min							
Datum měření	Výrobní číslo stroje	Název měření		[mm/s], 10Hz-1kHz			
				Zadní_H	Přední_H	V	Průměr
15.11.2017	3.4005	2R1-	500R	0,100	0,088	0,124	0,104
			500L	0,099	0,088	0,154	0,114
15.11.2017	3.0824	2R2-	500R	0,158	0,109	0,141	0,136
			500L	0,255	0,175	0,170	0,200
25.1.2018	3.4008	4R1-	500R	0,165	0,248	0,199	0,204
			500L	0,210	0,216	0,166	0,197
8.3.2018	3.4007	2R3-	500R	0,091	0,095	0,185	0,124
			500L	0,088	0,089	0,191	0,123

Porovnání celkových hodnot rychlosti vibrací pro 1000 ot/min							
Datum měření	Výrobní číslo stroje	Název měření		[mm/s], 10Hz-1kHz			
				Zadní_H	Přední_H	V	Průměr
15.11.2017	3.4005	2R1-	1000R	0,287	0,670	0,510	0,489
			1000L	0,260	0,527	0,482	0,423
15.11.2017	3.0824	2R2-	1000R	0,120	0,181	0,252	0,184
			1000L	0,168	0,248	0,452	0,289
25.1.2018	3.4008	4R1-	1000R	0,265	0,300	0,370	0,312
			1000L	0,300	0,304	0,431	0,345
8.3.2018	3.4007	2R3-	1000R	0,233	0,498	0,685	0,472
			1000L	0,226	0,474	0,439	0,380

3.6.7 Cepstrální analýza

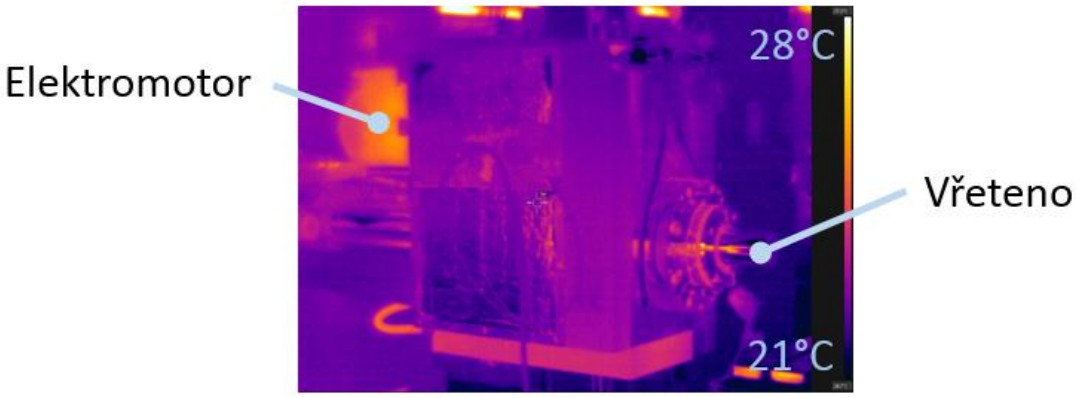
Z počátku vyhodnocování naměřených dat, byla analyzována rovněž cepstra. Byl proveden rozbor cepster z měření 2R1, ovšem nebyly z nich získány žádná užitečné informace. Výrazné špičky se vyskytovaly na různých frekvencích, jejichž zdroj nebyl přiřaditelný k žádné ze sledovaných komponent. Z tohoto důvodu bylo vyhodnocování cepster posouzeno jako nevhodné pro tento případ měření a cepstra nebyla dále analyzována.

3.6.8 Termosnímky

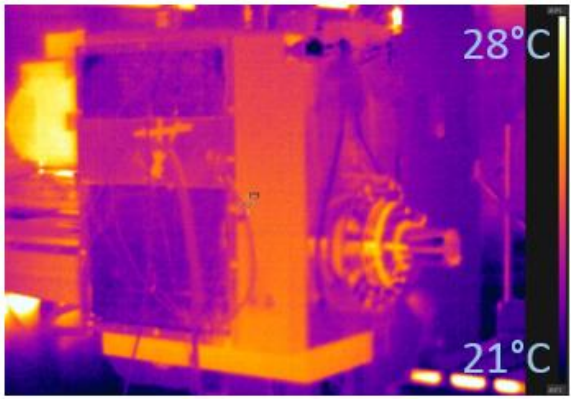
Z důvodu podezření na zhoršující se vývoj hlučnosti vřeteníků v závislosti na jejich zahřívání a také pro ucelený pohled na danou problematiku, byl jeden z vřeteníků nasnímán termokamerou. Termosnímky by mohly pomoci k případné identifikaci uzlů, ve kterých dochází z nějaké příčiny k výraznějšímu prohřívání.

V průběhu měření byl z tohoto důvodu kladen vyšší důraz na subjektivní akustický vjem v průběhu zahřívání vřeteníku i po dobu samotného měření. Zhoršující se charakter hlučnosti vřeteníku však nebyl pozorován.

Co se týče samotného vřeteníku, ze snímků 3.43 a 3.44, kde na obrázku 3.43, je vřeteník před zahřátím a na obrázku 3.44 po zahřátí, je patrné jeho rovnoměrné prohřívání. Jediné výrazněji prohřáté místo se nachází ve spodní části skříně. V tomto místě dochází k významnějšímu prohřátí, jelikož se zde nachází olejová vana s olejem, který je rozstřikován uvnitř převodové skříně k mazání soukolí a ložisek. Nejvýznamnějším zdrojem tepla je pak samotný elektromotor, který pohání vřeteno.

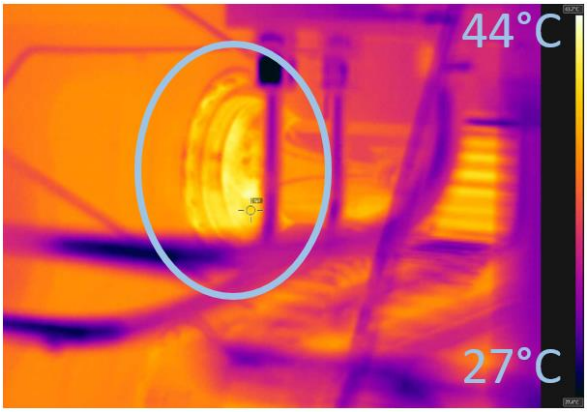


Obr. 3.43 Termosnímek - Vřeteník před zahřátím



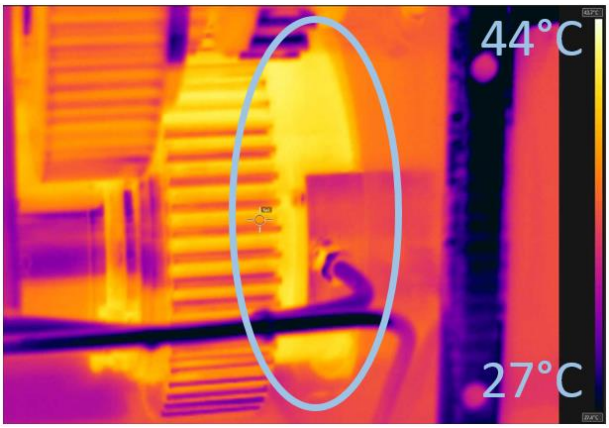
Obr. 3.44 Termosnímek - Vřeteník po zahřátí

Uvnitř vřeteníku nebylo pozorováno, že by se některé ze soukolí zahřívalo více než jiné. Více zahřáté se jevilo pouze ložisko na vstupní hřídeli A1 viz. obrázek 3.45, což může být způsobeno přenosem tepla od motoru a také skutečností, že hřídel A1 dosahuje ze všech hřídelí převodovky nejvyšších otáček.



Obr. 3.45 Termosnímek - Ložisko na hřídeli A1

Jako další významněji prohřátá část se pak ukázalo uložení hřídele A4 na přední straně viz. obrázek 3.46.



Obr. 3.46 Termosnímek - Uložení hřídele A4

3.6.9 Závěry z ručně provedené analýzy

Z provedené diagnostik vřeteníků vyplynula následující zjištění. Na celkových vibracích vřeteníku se největší mírou podílí otáčková frekvence výstupní hřídele A4 viz. tabulka 3.10, konkrétně pak její druhá harmonická. Výrazná druhá harmonická frekvence může značit nesouosost v uložení hřídele nebo mechanickou vůli v uložení vřetena. Z časových záznamů je však zřejmé, že rázy i jejich modulace, které svým charakterem odpovídají nežádoucímu hluku, mají souvislost spíše s otáčkovými

frekvencemi hřídelí A3 a A2 viz. tabulka 3.8 a 3.9. Co se plynulosti záběru a klidnosti chodu týče, nejvýznamnější podíl na vibracích má záběr mezi koly na hřídelích A3/A2‘, což může být zapříčiněno uložením některých kol na hřídeli A3 pomocí ložisek. Tato kola totiž vykazují velmi nízké hodnoty vlastních frekvencí. V porovnání s amplitudami nacházenými na otáčkových frekvencích je však zřejmé, že záběrové frekvence se na celkových vibracích převodovek podílejí menší mírou. Z obálek zrychlení zaměřených na frekvenční pásmo v horní polovině frekvenčního rozsahu, se pak jako zdroj vibrací ukázalo také ložisko na vstupní hřídeli A1. Toto ložisko spolu s ložisky pro uložení výstupního hřídele A4 byly rovněž nalezeny jako uzly v převodovém ústrojí, které se více zahřívají. Z provedené diagnostiky nevyplynulo, že by smysl otáčení měl nějaký vliv na vibrace ústrojí. Hluk z převodového ústrojí může být rovněž zesilován bočním víkem, které nejspíše funguje jako membrána. Nicméně z porovnání celkových hodnot rychlosti vibrací v pásmu 10Hz až 1kHz, změřených na vřetenících, s mezní hodnotou rychlosti vibrací předepsanou normou ČSN 20 0065 vyplývá, že vřeteníky tuto hodnotu nepřekračují.

4 Kontrola správné výroby ozubených kol

Jelikož výrobní dokumentace, podle které jsou vyráběna ozubená kola do vřeteníků, byla používána již delší dobu bez překontrolování hodnot předepsaných na výrobních výkresech, vzešel požadavek od výrobce vřeteníků na kontrolu těchto parametrů. Tato kontrola by měla sloužit ke zjištění, zda hluk z převodového ústrojí nemůže mít původ v nesprávném návrhu či výrobě ozubení.

4.1 Přepočet parametrů soukolí

Za tímto účelem proběhl přepočet výkresových hodnot všech ozubených kol, jenž jsou ve vřetenících používána, aby bylo zaručeno, že hodnoty, podle kterých probíhá výroba, jsou správné. Přepočet ozubených soukolí proběhl v programu GEARS v.1.2. Jedná se o program, který je primárně určen pro návrh a kontrolu ozubených převodů. Pro kontrolu správnosti a porovnání výsledků získaných z programu GEARS, proběhl rovněž i ruční analytický přepočet jednoho ze soukolí A1/A2 (viz. Příloha 1). Tento přepočet prokázal naprostou shodu v získaných výsledcích.

Při přepočtu soukolí, byly jako vstupní hodnoty brány hodnoty modulu „m“, počtu zubů „z“, úhlu záběru „α“, osové vzdálenosti „a“ a posunutí profilu „xm“, jednoho z ozubených kol. Tyto parametry byly vyčteny z výrobních výkresů ozubených kol, poskytnutých firmou RETOS, která si ozubená kola do svých vřeteníku rovněž sama vyrábí. Součinitel výšky hlavy „k_{ha}“ byl nastaven konstantně 1 a součinitel hloubky paty „k_{hf}“ rovněž konstantně 1.25, což jsou hodnoty běžně používané při výpočtech ozubení. Na základě těchto parametrů byly dopočteny odpovídající velikosti roztečného průměru „D“, hlavového průměru „D_a“, patního průměru „D_f“, průměru základní kružnice „D_b“ a příslušné posunutí profilu „xm“ druhého kola. Dále pak součinitel trvání záběru „ε“ a kontrolní rozměry míry přes zuby „M_z“ a míry přes kuličky „M_{dk}“, vždy pro obě ozubená kola takto zadefinovaného soukolí.

Výsledkem výpočtů byly protokoly (viz. Příloha 4), obsahující všechny výše uvedené parametry soukolí viz. obrázek 4.1. Jelikož na výrobních výkresech ozubených kol, ze kterých se vycházelo, byly kótovány pouze roztečné a hlavové průměry a jako kontrolní rozměr byla uváděna pouze míra přes zuby, byly následně tyto tři parametry

z protokolů, spolu s hodnotou korekce druhého kola, konfrontovány s hodnotami uvedenými ve výrobní dokumentaci. Tímto způsobem proběhla kontrola hodnot z výkresové dokumentace všech ozubených kol, jimiž se osazují převodové skříně ať už dvou nebo čtyřřadých vřeteníků.

Skut-Soukoli_A1+A2_23/74x2,5 - Návrh geometrie

ČVUT v Praze, fakulta strojní, RCMT, Horská 3, Praha 2

		Pastorek	Kolo
Číslo výkresu		3 08 20 0093	4 08 16 0498
Počet zubů	z	23	74
Modul	m	2,500	
Úhel záběru	α	20°00'00"	
Úhel sklonu boku	β	00°00'00"	
Osová vzdálenost	a	121,250 mm	
Součinitel výšky hlavy	k_{ha}	1,000	1,000
Součinitel hloubky paty	k_{hf}	1,250	1,250
Šířka ozubení	b	42,000 mm	

Roztečný průměr	D	57,500 mm	185,000 mm
Hlavový průměr	D_a	64,056 mm	188,444 mm
Patní průměr	D_f	52,806 mm	177,194 mm
Základní kružnice	D_b	54,032 mm	173,843 mm
Posunutí profilu	xm	0,778 mm	-0,778 mm
Valivý úhel	α_v	20°00'00"	
Trvání záběru	ε	1,639	
Míra přes zuby	M_z	19,788 mm/3	64,792 mm/9
Míra přes kuličky	M_{dk}	65,172 mm/4,500	190,299 mm/4,500

Datum: 28.12.2017, 14:28 Počítal: Vanek

© 1999-2017 Gearlec.cz

Obr. 4.1 Protokol přepočtu soukolí A1/A2

Při provádění této kontroly bylo zjištěno, že na výkrese číslo 3 08 17 1223, čtyřřadého vřeteníku, je chybně uvedena hodnota posunutí profilu „xm“. Tento výkres odpovídá ozubenému kolu na hřídeli A3 a toto kolo je součástí soukolí A2/A3 s počty zubů 35/72. S hodnotou korekce xm=0,832, která je uvedena na výkrese, je totiž nemožné dodržení předepsané osové vzdálenosti. Osová vzdálenost je však pevně dána pozicí otvorů pro uložení hřídelí v převodové skříni. V takovémto případě by byl prakticky nemožný jakýkoliv chod převodovky. Hodnota korekce uvedená na výkrese se však číselně shoduje s hodnotou, která byla získána přepočtem. Přepočtem byla pouze zjištěna hodnota s opačným znaménkem. Na dotčeném výkrese před touto hodnotou chybí dle výpočtů znaménko mínus. Na originálním výkrese je uvedena hodnota posunutí profilu xm=0,832 viz. obrázek 4.2.

12	Valivý	modul m_v	
13		úhel záběru α_v	19°30' 07"
14		Čelní modul m_t	
15		Posunutí základního profilu	x . m = 0,832 = 0,2774
16		Úhel sklonu β	–
		Úhel stoupání γ	
17		Stoupání šroubovice L	

Obr. 4.2 Hodnota posunutí profilu na originálním výkrese

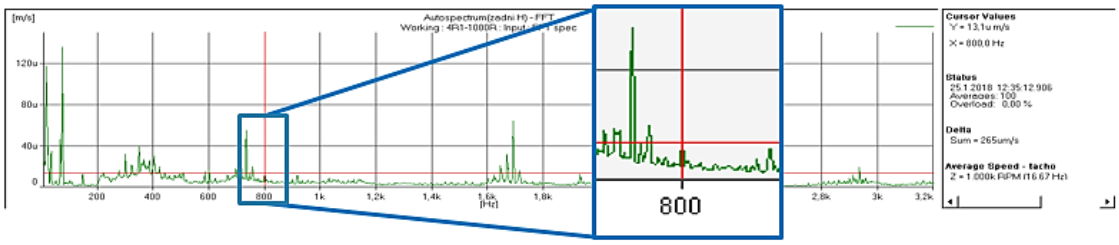
V získaném protokolu pro toto soukolí pak posunutí profilu xm=-0,832 viz. obrázek 4.3.

Roztečný průměr	D	105,000 mm	216,000 mm
Hlavový průměr	D_a	111,676 mm	220,336 mm
Patní průměr	D_f	98,176 mm	206,836 mm
Základní kružnice	D_b	98,668 mm	202,974 mm
Posunutí profilu	xm	0,338 mm	-0,832 mm
Valivý úhel	α_v	19°30'07"	
Trvání záběru	ε	1,762	
Míra přes zuby	M_z	41,556 mm/5	77,735 mm/9

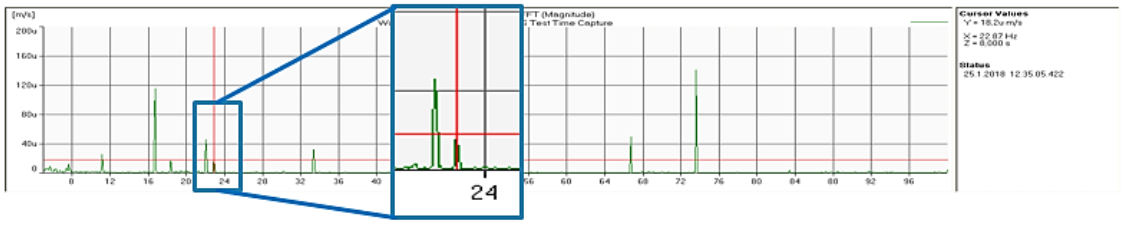
Obr. 4.3 Hodnota posunutí profilu v protokolu

4.2 Kontrola špatné korekce

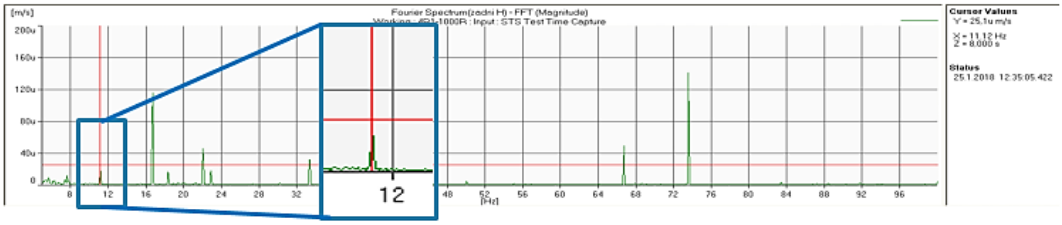
Z důvodu zjištění špatného znaménka u korekce, byla zkontrolována spektra rychlosti vibrací naměřená v režimu se zařazeným 3. rychlostním stupněm, při kterém je přes dotčené soukolí přenášen výkon. Překontrolována byla oblast záběrové frekvence GMF A2/A3 viz. obrázek 4.4, otáčkové frekvence hřídele A2 viz. obrázek 4.5 i otáčková frekvence hřídele A3 viz obrázek 4.6.



Obr. 4.4 Záběrová frekvence GMF A2/A3 ve spektru rychlosti vibrací



Obr. 4.5 Otáčková frekvence hřídele A2 ve spektru rychlosti vibrací



Obr. 4.6 Otáčková frekvence hřídele A3 ve spektru rychlosti vibrací

Velikosti amplitud vyskytujících se na těchto frekvencích, nejsou evidentně nikterak výrazné. Ve spektrech rychlostí pak nebyly nalezeny významnější ani harmonické násobky sledovaných frekvencí. Z těchto zjištění je patrné, že v záběru mezi těmito koly s největší pravděpodobností k žádnému problému nedochází. Hodnoty amplitud, kterých dosahovaly sledované frekvence, jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Tab. 4.1 Hodnoty amplitud na sledovaných frekvencích

Sledovaná frekvence	Amplituda [μm/s]	% RMS [%]	RMS 10Hz-1kHz [μm/s]
Záběrová GMF A2/A3	13,1	4,2	300
Otáčková A2	18,2	5,8	
Otáčková A3	25,1	8,0	

Že případná špatná korekce tohoto soukolí nemůže být zdrojem nežádoucího hluku, vyplývá i z faktu, že dané soukolí A2/A3, 35/72 zubů se nachází pouze u čtyřřadých vřeteníků. Ve dvouřadých vřetenících toto soukolí není obsaženo. Ovšem nežádoucí hluk, se bez výjimky vyskytuje jak u dvouřadého, tak i čtyřřadého provedení vřeteníků.

Při projednávání této zjištěné chyby s firmou RETOS, vyšlo najevo, že chyba ve znaménku uvedeném u korekce na výrobním výkrese vznikla nepozorností při novelizaci výrobní dokumentace, kdy při překreslování výkresu nedošlo k přenesení znaménka mínus. Na výkrese, ze kterého inkriminovaný výkres vycházel je korekce uvedena se správnou hodnotou, tedy xm=-0,832. Bylo tak zjištěno, že nalezená chyba je pouze

formálního charakteru a do výroby se nedostala, což je ostatně dokázáno i ve spektrech vibrací na obrázcích 4.4, 4.5 a 4.6.

4.3 Kontrola optimálního návrhu

Aby bylo ověřeno, že hodnoty předepsané na výrobních výkresech ozubených kol jsou nejen správné, ale v rámci možností i vhodně navržené, byl spolu s přepočtem skutečných hodnot uvedených ve výrobních výkresech ozubených kol proveden i výpočet hodnot pro získání optimálního návrhu ozubení. Tento optimální přepočet byl koncipován takovým způsobem, aby při zachování původního počtu zubů, modulu i osové vzdálenosti, byl maximalizován součinitel trvání záběru „ε“. Hledány tak byly optimální kombinace hodnot posunutí profilu „xm“ pro daná soukolí. Součinitel trvání záběru byl vybrán jako sledovaný parametr, jelikož platí, že čím je součinitel trvání záběru vyšší, tím plynulejšího a klidnějšího chodu ozubená soukolí dosahují.

Porovnání hodnot součinitele trvání záběru skutečných soukolí, která jsou vyráběna s hodnotami optimálně navrženými je v tabulce 4.2. Ze získaných hodnot je patrné, že součinitel trvání záběru v porovnání skutečných a optimálních soukolí zůstal ve většině případů stejný. Pokud již v některém z případů k nárůstu součinitele trvání záběru došlo, jednalo se o navýšení v řádech jednotek tisícin.

Tab. 4.2 Porovnání hodnot součinitele trvání záběru ε

Soukolí	Počet zubů	Skutečné soukolí ε	Optimální soukolí ε	Navýšení ε
A1/A2	23	1,639	1,643	0,004
	74			
A2/A3	52	1,710	1,710	0,000
	54			
A2/A3	35	1,762	1,762	0,000
	72			
A3/A2'	19	1,587	1,589	0,002
	45			
A3/A2'	40	1,696	1,696	0,000
	66			
A2'/A4	50	1,763	1,763	0,000
	55			

4.4 Porovnání výroby ozubených kol

Ozubená kola do vřeteníků jsou vyráběna přímo výrobcem vřeteníků, firmou RETOS. V minulosti se uskutečnil pokus o nápravný zásah do vřeteníků za účelem snížení hlučnosti. Během tohoto zásahu byla ozubená kola vyrobena v kooperaci s firmou specializující se na výrobu ozubení, přičemž tato kola byla vyrobena ve stejné třídě přesnosti, jako kola původní. V rámci projektu VCSVTT proběhlo dne 18.1.2017 viz. tabulka 3.4, změření vibrací vřeteníku. V první fázi se uskutečnilo měření s původními ozubenými koly vyrobenými firmou RETOS. Následovala výměna ozubených kol za kola vyrobená v kooperaci a provedeno bylo obdobné měření. Výsledky z obou měření pak byly vzájemně porovnávány. Výsledkem tohoto měření byl následující závěr. *„Z pohledu generování vibrací se zdají být kola vyrobená na podobné úrovni. U kol vyrobených v kooperaci nedošlo k výraznému zlepšení. Z tohoto pohledu se nezdá být výroba ozubených kol v kooperaci účelná.“* [29]

4.5 Závěr z kontroly soukolí

Z takto provedené kontroly bylo zjištěno, že všechny sledované parametry uvedené ve výrobních výkresech jsou navrženy správně. Hodnoty získané přepočtem parametrů soukolí, se až na případ chybného znaménka u korekce, popsaný výše, naprosto shodovaly s hodnotami uvedenými ve výrobní dokumentaci. Shoda skutečných rozměrů vyrobených ozubených kol s hodnotami předepsanými na výkresech je ve firmě RETOS dokládána i protokoly z měření na souřadnicovém měřícím stroji. Dle vyjádření firmy RETOS, není pozorováno ani významnější opotřebení ozubených kol například při repasích strojů.

5 Program pro automatickou analýzu vibračních dat

Kvůli rychlejšímu zpracovávání naměřených dat při diagnostice převodových ústrojí, bylo během ruční analýzy postupně vytipováno, jakou z rutinních činností, které jsou pro vyhodnocování nezbytné, by bylo možné a vhodné automatizovat. Za takovouto činnost vhodnou pro automatizování bylo zvoleno procházení spekter, ve kterých by byly vyhledávány výrazné špičky a ty následně přiřazeny ke konkrétnímu zdroji. Tento proces byl shledán jako nejvhodnější z důvodu, jelikož tato činnost je při ručním zpracování výrazně časově náročná a vyžaduje značné úsilí a soustředění, zejména pak při vyhledávání harmonických frekvencí. Nezřídka kdy pak může při této činnosti nastat situace, kdy dojde k přehlédnutí některé ze skutečností. O to spíše v případech diagnostiky převodových ústrojí. Při měření převodových ústrojí totiž měření probíhají v různých režimech, za různých otáček v závislosti na konkrétních zařazených převodových řadách a špičky od stejného zdroje se tak ve spektrech v závislosti na těchto otáčkách neustále posouvají, ať již k vyšším či nižším frekvencím.

5.1 Tvorba programu

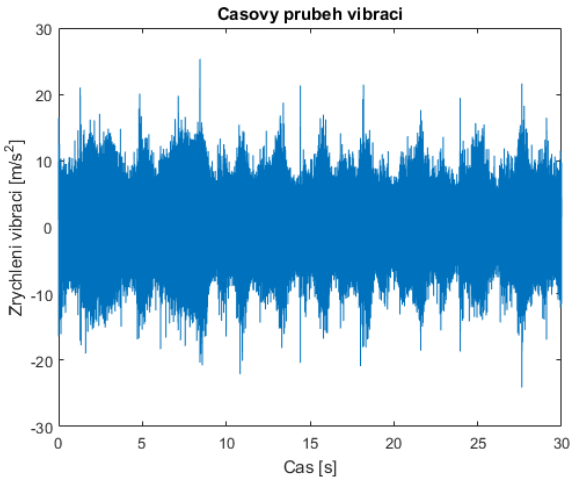
Pro vytváření skriptu (viz. Příloha 2) byl zvolen program Matlab R2015b, jelikož disponuje funkcemi pro vytváření FFT analýzy ze vstupních dat a dalšími v tomto ohledu užitečnými funkcemi. Program Matlab byl použit rovněž z toho důvodu, že České vysoké učení technické v Praze poskytuje na tento program akademické licence a v neposlední řadě má užívání programu Matlab na Fakultě strojní ČVUT v Praze jistou tradici.

Samotný program pracuje se vstupními daty, která jsou přímo naměřena akcelerometrem, tzv. časovým záznamem vibrací. Jedná se o uspořádaná data v textovém souboru s příponou „txt“, který je pojmenován pomocí kódového označování měření, jež bylo zavedeno v předchozích kapitolách. Tato vstupní data jsou uspořádána do tří sloupců, jak je vidět na obrázku 5.1, přičemž v prvním sloupci je uveden index řádku, druhý sloupec nese informaci o čase ve kterém došlo k záznamu a ve třetím sloupci jsou již samotné hodnoty naměřeného zrychlení v daném čase. Jelikož měření probíhala pomocí akcelerometrů a bez jakýchkoliv dalších úprav, jsou výstupními daty přímo hodnoty zrychlení v základních jednotkách m/s^2.

1	0.0000000000e+000	-1.59249e+000
2	2.4414063000e-004	1.91758e+000
3	4.8828126000e-004	-4.43717e-001
4	7.3242189000e-004	-7.62481e-001
5	9.7656252000e-004	1.26685e+000
6	1.2207031500e-003	-2.77363e-001
7	1.4648437800e-003	-2.41605e-001
8	1.7089844100e-003	-9.44884e-001
9	1.9531250400e-003	1.05408e+000
10	2.1972656700e-003	9.17531e-001
11	2.4414063000e-003	-1.25201e+000
12	2.6855469300e-003	2.39041e-001
13	2.9296875600e-003	2.19361e-001
14	3.1738281900e-003	-1.13185e-001
15	3.4179688200e-003	-4.66841e-001
16	3.6621094500e-003	6.81579e-001
17	3.9062500800e-003	6.51129e-001
18	4.1503907100e-003	-2.33533e+000
19	4.3945313400e-003	3.60665e-001
20	4.6386719700e-003	8.65977e-001

Obr. 5.1 Struktura vstupních dat

Tato data jsou následně pomocí příkazu „load('file.txt')“ načtena do paměti programu a dále zpracovávána. V první fázi je zapotřebí tento časový záznam vibrací viz. obrázek 5.2, vážit pomocí některého z oken. Program Pulse LabShop ve kterém probíhala ruční analýza dat, využívá pro vážení Hannovo okno. Z tohoto důvodu bylo i pro tento program k vážení časového průběhu zvoleno právě Hannovo okno.



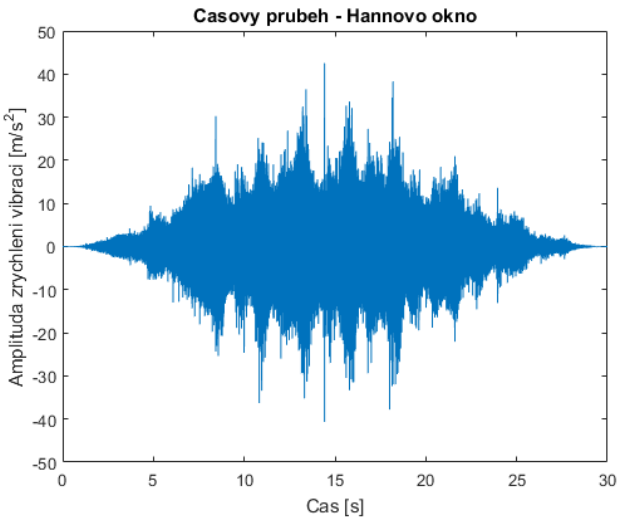
Obr. 5.2 Časový záznam zrychlení vibrací

Funkce Hannova okna je předepsána vztahem (5.1)

$$Hann = 1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot t}{\max(t)}\right) \tag{5.1}$$

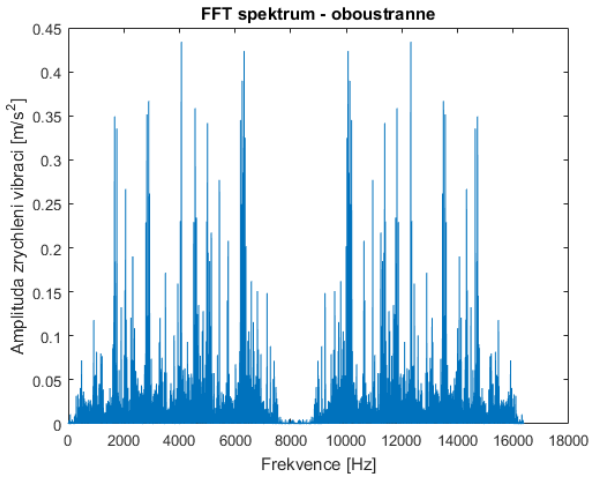
Funkce Hannova okna při aplikování na naměřený časový záznam spočívá v tom, že datům nasbíraným na začátku a na konci měření přikládá nejnižší váhu a naopak největší váhu získají data zaznamenaná vprostřed měření. To je výhodné především

z důvodu eliminace chyby únikem při navazování signálu. Časový záznam po aplikaci Hannova okna pak vypadá tak, jak je vidět na obrázku 5.3, kde je patrné zatlumení počátečních a koncových hodnot.



Obr. 5.3 Časový záznam po aplikaci Hannova okna

Dalším nezbytným krokem k vytvoření frekvenčního spektra, je takto upravený časový záznam přetransformovat pomocí FFT analýzy do frekvenční oblasti. K převedení naměřených hodnot z časové, do frekvenční oblasti slouží z velké části příkaz „fft(data)“. Výstupem této funkce je však oboustranné spektrum viz. obrázek 5.4, které je zapotřebí přepracovat do spektra jednostranného.



Obr. 5.4 Oboustranné FFT spektrum zrychlení vibrací

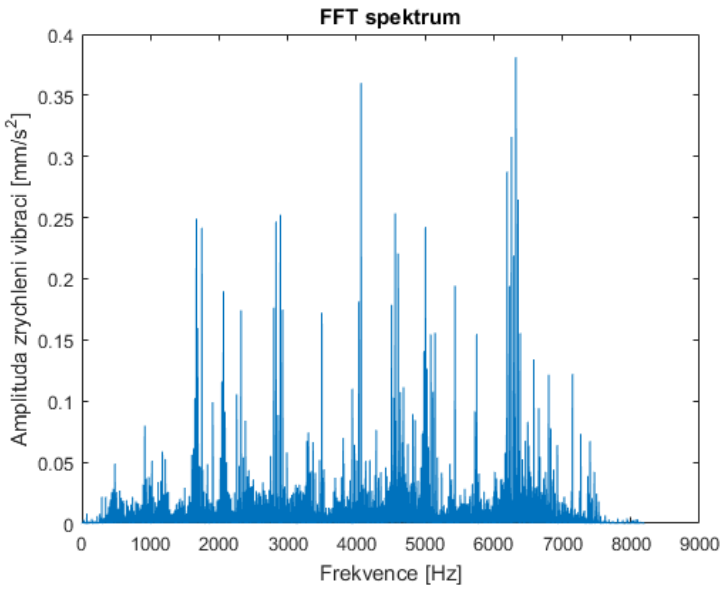
To obnáší zkrácení příslušného vektoru na polovinu a následné vynásobení amplitud v FFT spektru číslem 2, aby zůstala zachována jejich vypovídací schopnost, ve smyslu zobrazování skutečných hodnot amplitud zrychlení (špička-špička). Jelikož však

komerčně dostupné analyzátory vibrací zobrazují amplitudy ve spektrech většinou v jejich efektivní hodnotě RMS, je vektor amplitud ještě podělen odmocninou 2.

Souběžně s tímto procesem, musí být zpracováván i vektor frekvencí, aby mohl být následně v grafu spojen s vektorem amplitud a nalezené špičky bylo možné přesně přiřadit k určité frekvenci. Za tímto účelem dojde ze vstupních dat ke zjištění frekvenčního kroku dle vztahu (5.2) a následnému přenásobení této hodnoty indexy.

$$df = \frac{1}{\max(t)} \tag{5.2}$$

Tímto způsobem program zpracuje vložená data a vytvoří z nich plnohodnotné FFT spektrum zrychlení vibrací viz. obrázek 5.5.



Obr. 5.5 FFT spektrum zrychlení vibrací

Část skriptu, jenž má za úkol zpracovat vstupující časový záznam vibrací na plnohodnotné spektrum zrychlení vibrací je pro ilustraci uvedena na obrázku 5.6.

```
%PREVEDENI CASOVEHO ZAZNAMU VIBRACI NA FFT SPEKTRUM

vibrace=data(:,3);
cas=data(:,2);

maxt=max(data(:,2));            %maximalni cas
Hann=1-cos(2*pi*cas/maxt);      %Hannovo okenko
vibraceHann=vibrace.*Hann;      %Aplikace Hannova okna na casovy zaznam vibraci

fdata=fft(vibraceHann);         %provedeni FFT

indexy=data(:,1);               %nacteni indexu
dt=data(3,2)-data(2,2);         %vzorkovaci perioda
fs=1/dt;                        %vzorkovaci frekvence
maxf=fs/2;                      %maximalni frekvence frekvencniho spektra

df=1/maxt;                      %frekvencni prirustek fr. spektra
Ns=length(fdata);               %Pocet vzorku
amplituda=(abs(fdata)./Ns).*2;    %amplituda ve spektru
frekvence=(indexy-1)*df;        %frekence spektra

ii=1;
frekvence2=0;

while ii<=length(frekvence)/2           %Rozdeleni frekvence oboustranneho spektra na jednostranne
    frekvence2(ii)=frekvence(ii);
    ii=ii+1;
end

j=1;
while j<=length(amplituda)/2            %Rozdeleni amplitudy oboustranneho spektra na jednostranne
    amplituda2(j)=amplituda(j);
    j=j+1;
end

amplituda2=amplituda2./sqrt(2);         %Prepocet, aby se ve spektrech vykreslovali hodnoty RMS (n
amplituda2(1)=amplituda2(1)/2;          %Staticka slozka na frekvenci 0Hz se nenasobi dvema, proto
```

Obr. 5.6 Skript pro vytvoření FFT spektra

Jelikož vyhodnocování spekter se při diagnostice často provádí nejen ve zrychlení ale i v rychlosti vibrací, byl program zpracován takovým způsobem, aby tytéž funkce zvládl jak pro zrychlení, tak i pro rychlost vibrací. Z tohoto důvodu je pomocí integrace přepočteno spektrum zrychlení vibrací i do rychlosti. Toho je dosaženo pomocí vztahu (5.3).

$$v = \frac{a}{i \cdot \omega} = \frac{a}{i \cdot 2\pi f} \tag{5.3}$$

kde: v… vektor amplitud rychlosti vibrací
a… vektor amplitud zrychlení vibrací
i… imaginární jednotka
f… vektor frekvencí

Program dále pokračuje výpočtem otáčkových frekvencí hřídelí podle vztahu (2.5) a záběrových frekvencí ozubených soukolí dle vztahu (2.6). Tyto výpočty provádí na základě naprogramovaných vzorců ze znalosti výstupních otáček vřetene a počtu převodových řad daného vřeteníku viz. obrázek 5.7. Tyto informace jsou do programu uživatelsky zadávány a lze je snadno vyčíst z kódového označení provedených měření viz. obrázek 3.17. V algoritmu jsou zaneseny rovněž informace, jaké převodové stupně

jsou při daných otáčkách zařazeny v případě dvou nebo čtyřřadých vřeteníků viz. tabulka 3.2. Vypočtené hodnoty frekvencí tak již zohledňují všechny potřebné parametry převodů.

```
118     %_____________________________________________________________
119     %VYPOCTY FREKVENCI (OTACKOVE,GMF)
120
121 -   r=input('POČET ŘAD VŘETENÍKU(2;4):');
122
123
124 -   if r==2;
125
126 -       n=input('OTÁČKY VŘETENA(1-2500)[ot./min]:');
127
128 -       if n>0 & n<836;          %1.rada 2-rady vretenik
129
130 -           stupen=1;
131
132 -           oA4=n/60;            %otackova A4
133 -           GMFA2aA4=oA4*z12;    %GMF z50/z55 (oznaceni v matlabu z10/z12)
134 -           oA2a=oA4*z12/z10;    %otackova A2' (A2' oznacena v matlabu jako A2a)
135 -           GMFA3A2a=oA2a*z11;   %GMF z19/z45 (oznaceni v matlabu z8/z11)
136 -           oA3=oA2a*z11/z8;     %otackova A3
137 -           GMFA2A3=oA3*z5;      %GMF z52/z54 (oznaceni v matlabu z2/z5)
138 -           oA2=oA3*z5/z2;       %otackova A2
139 -           GMFA1A2=oA2*z3;      %GMF z23/zz74 (oznaceni v matlabu z1/z3)
140 -           oA1=oA2*z3/z1;       %otackova A1
```

Obr. 5.7 Skript pro výpočet otáčkových a záběrových frekvencí

V další fázi se program rozpadá na dvě samostatné části, které jsou si v základu velmi podobné. Jednou z nich je vyhodnocování spekter zrychlení a druhou vyhodnocování spekter rychlosti. Nejvýrazněji se od sebe tyto dvě části odlišují způsobem výpočtu celkových hodnot vibrací RMS, která slouží k posuzování významnosti nalezených amplitud. Jelikož akcelerometry je měřeno zrychlení, hodnota RMS pro zrychlení je počítána přímo z časového záznamu a to přes funkci „rms(vibrace)“, která počítá hodnotu RMS podle vztahu (2.3). Při výpočtu RMS ve frekvenční oblasti z vektoru amplitud rychlosti, však tato funkce již nelze použít. Proto je celková hodnota rychlosti vibrací RMS vypočtena dle vztahu (5.4).

$$RMS_v = \sqrt{\sum \frac{v^2}{2}} \tag{5.4}$$

kde: *v*… vektor amplitud rychlosti vibrací

Pro automatizovanou analýzu spekter, se do programu uživatelsky zadává ještě šířka pásma kolem ideálně vypočtené frekvence, ve kterém bude program výrazné amplitudy vyhledávat. Cyklem je pak vypočteno, kolik prvků ve vektoru amplitud představuje definovaný frekvenční rozsah.

Následuje výpočet pozic kurzorů otáčkových i záběrových frekvencí ve vektoru amplitud, opět pomocí cyklu. Po nalezení jejich pozic jsou vytvořen subvektory, obsahující amplitudy vyskytující se na pozicích kurzorů a amplitudy v okolí těchto kurzorů ve vzdálenosti, která je dána uživatelsky definovaným pásmem viz. obrázek 5.8.

```
372          %_____________________________________________________________
373          %PASMO KOLEM GMFA1A2
374
375 -        k1=0;              %vypocet indexu pozice kurzoru GMFA1A2 ve vektoru frekvence2
376 -        l1=0;
377
378 -        while l1<=GMFA1A2
379 -              l1=k1*df;
380 -              k1=k1+1;
381 -        end
382
383 -        xlsM1=0;                                  %Priprava hodnoty pro vypis do tabulky
384
385 -        if k1<=length(amplituda2);                %Frekvence se nesmi nachazet mimo frekvencni rozsah
386
387 -            AGMFA1A2=amplituda2(1,k1-m:1:k1+m);   %Vektor Amplitud v pasmu +-d kolem GMFA1A2
388 -            [M1,I1] = max(AGMFA1A2);              %M=Maximalni amplituda v danem pasmu kolem kurzoru
389 -            frmaxAGMFA1A2=(k1-m+I1)*df;           %Frekvence na ktere se maximalni amplituda nachazi
390
```

Obr. 5.8 Skript pro vyhledávání maxim v pásmu kolem známých frekvencí

Obdobným způsobem jsou naplněny subvektory kolem druhých a třetích harmonických násobků základních frekvencí. Pokud je ovšem frekvenční rozsah spektra pro tyto harmonické násobky dostatečný, což zejména v případě záběrových frekvencí mnohdy být nemusí. Z tohoto důvodu si program automaticky neustále hlídá, aby se nepohyboval mimo daný frekvenční rozsah a při vyhodnocování dat naměřených při různém nastavení frekvenčního rozsahu nedocházelo k výskytu chybových hlášení. V takto získaných subvektorech jsou následně vyhledána maxima, tedy hodnoty maximální amplitudy a číslo pozice maxima v subvektoru. Frekvence, na které se maximum nachází, je následně vypočtena pomocí vztahu (5.5).

$$f_{MAX} = (k - s + I) \cdot df \tag{5.5}$$

kde: f_{MAX}… frekvence maximální amplitudy [Hz]
k… pozice kurzoru ve vektoru amplitud
s… počet prvků na frekvenční rozsah ve vektoru amplitud
I… pozice maxima v subvektoru amplitud
df… frekvenční krok [Hz]

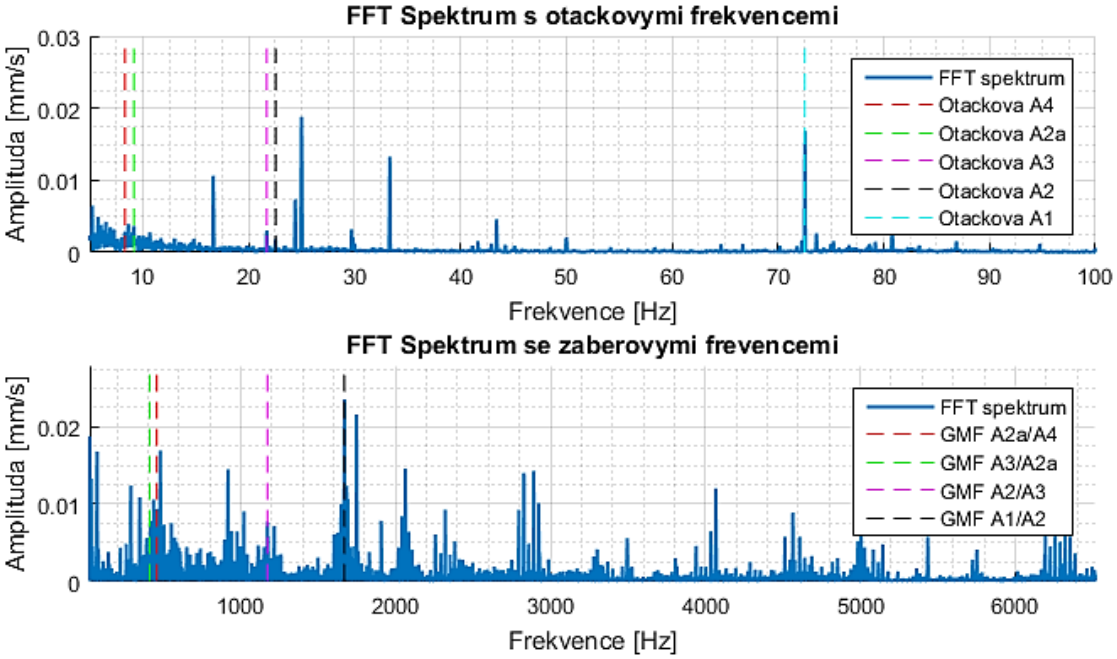
Dalším krokem, který program provede, je porovnání zjištěných maximálních hodnot amplitud vibrací s celkovou hodnotou vibrací RMS daného spektra. Jako kritérium významnosti, je ze zkušeností nastavena hodnota 10% RMS. Přičemž hodnota RMS je počítána v rozmezí spektra 10Hz až 1kHz. V případě, kdy nalezená maximální

amplituda dosahuje alespoň této hodnoty, je považována za významnou a následně je programem vypsána v okně programu. Spolu s ní je vypsána i identifikace zdroje, frekvence, na které byla nalezena a informace, zda-li se jedná o základní, či harmonickou frekvenci. Dále je pro informaci programem vypsána samotná hodnota RMS i maximální amplituda, jenž byla ve spektru nalezena viz obrázek 5.9.

```
Střední hodnota rychlosti RMS=0.16 mm/s
Maximalni amplituda ve spektru: 0.0236 mm/s
 Amplituda Zaberove frekvence A1/A2: 0.0236 mm/s (1668.87 Hz)
 Amplituda otackove frekvence A1: 0.0168 mm/s (72.63 Hz)
 Vyskytuje se 3. harmonicka otackove frekvence A4: 0.0188 mm/s (25.07 Hz)
fx >>
```

Obr. 5.9 Výpis výstupů v okně programu

Jakožto výstup programu jsou vykreslena i výsledná spektra patrná z obrázku 5.10, ve kterých jsou vyznačeny kurzory na všech prvních otáčkových frekvencích hřídelí a spektra s kurzory na prvních záběrových frekvencích ozubených soukolí.



Obr. 5.10 Výsledná spektra

Jelikož způsob vypisování výsledků v okně programu způsobem uvedeným na obrázku 5.9, nebyl shledán příliš přehledným, byly hledány cesty ke zpřehlednění výstupních dat. Tímto zpřehledněním se stal způsob, kdy program vytvořený v Matlabu, automaticky vypisuje výsledné hodnoty do tabulky v xls souboru, tedy do listu například

v programu Microsoft Excel. V tomto tabulkovém editoru lze dále použít další funkce, které tento program nabízí a výsledek tak ještě zpřehlednit. Po spuštění běhu programu pro automatické vyhodnocování, po uskutečnění všech potřebných výpočtů, tak dojde k automatickému vyplnění tabulky. Pro ilustraci je na obrázku 5.11 uvedena tabulka, která byla automaticky vyplněna po analýze několika měření. V této tabulce jsou informace o výstupních otáčkách vřetene, typu vřeteníku, převodovém stupni, jednotkách, hodnota RMS a dále pak pomocí barevné škály od zelené po červenou roztříděny nalezené hodnoty amplitud od jednotlivých zdrojů. Přičemž zelená barva náleží nulovým hodnotám. Nulové hodnoty jsou v programu v Matlabu zadány jako výchozí a teprve ve chvíli, kdy sledovaná amplituda dosáhne hodnoty alespoň 10% RMS, jak bylo popsáno výše, dojde k přepsání vypisované hodnoty na skutečnou hodnotu velikosti nalezené amplitudy.

Měření	Otáčky	Počet řad	Stupeň	Jednotky	RMS	GMF A1/A2	2x GMF A1/A2	3x GMF A1/A2	GMF A2/A3	2x GMF A2/A3	3x GMF A2/A3	GMF A3/A2s	2x GMF A3/A2s	3x GMF A3/A2s	GMF A2s/A4	2x GMF A2s/A4	3x GMF A2s/A4
261-500L	500	2	1	mm/s	0,12	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,00
261-500R	500	2	1	mm/s	0,12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00	0,04	0,00	0,00
261-1000L	1000	2	2	mm/s	0,32	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
261-1000R	1000	2	2	mm/s	0,35	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
262-500L	500	2	1	mm/s	0,31	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,22	0,00	0,00
262-500R	500	2	1	mm/s	0,19	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,09	0,00	0,00
262-1000L	1000	2	2	mm/s	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,09	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
262-1000R	1000	2	2	mm/s	0,15	0,02	0,00	0,00	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-500L	500	2	1	mm/s	0,11	0,03	0,00	0,00	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,00
263-500R	500	2	1	mm/s	0,12	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00
263-520R	520	2	1	mm/s	0,15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00
263-835L	835	2	1	mm/s	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-835R	835	2	1	mm/s	0,37	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-836L	836	2	2	mm/s	0,29	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-836R	836	2	2	mm/s	0,34	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00
263-1000L	1000	2	2	mm/s	0,28	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00
263-1000R	1000	2	2	mm/s	0,28	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,06	0,00	0,00
263-1250L	1250	2	2	mm/s	0,21	0,03	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,06	0,00	0,02	0,00	0,00	0,00
263-1250R	1250	2	2	mm/s	0,17	0,00	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,04	0,02	0,00	0,00
263-1500L	1500	2	2	mm/s	0,24	0,04	0,00	0,00	0,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-1500R	1500	2	2	mm/s	0,19	0,05	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-2000L	2000	2	2	mm/s	0,40	0,07	0,00	0,00	0,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-2000R	2000	2	2	mm/s	0,28	0,09	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-2032R	2032	2	2	mm/s	0,29	0,08	0,00	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-2500L	2500	2	2	mm/s	0,38	0,00	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
263-2500R	2500	2	2	mm/s	0,33	0,00	0,00	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
461-500L	500	4	2	mm/s	0,26	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00
461-500R	500	4	2	mm/s	0,21	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,02	0,00	0,00	0,04	0,00	0,00
461-1000L	1000	4	3	mm/s	0,37	0,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
461-1000R	1000	4	3	mm/s	0,33	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Měření	A1	2x A1	3x A1	A2	2x A2	3x A2	A3	2x A3	3x A3	A2s	2x A2s	3x A2s	A4	2x A4	3x A4
261-500L	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,00	0,02	0,00
261-500R	0,04	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,03	0,00
261-1000L	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,18	0,00	0,00	0,18	0,06	0,00	0,00	0,06	0,18	0,00
261-1000R	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,23	0,00	0,00	0,23	0,05	0,00	0,00	0,05	0,23	0,00
262-500L	0,06	0,00	0,00	0,04	0,00	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
262-500R	0,08	0,00	0,00	0,06	0,00	0,00	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
262-1000L	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00
262-1000R	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,02	0,02	0,03	0,00	0,00	0,03	0,02	0,00
263-500L	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02
263-500R	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02
263-520R	0,02	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04
263-835L	0,00	0,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,15	0,00
263-835R	0,00	0,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,21	0,00
263-836L	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,15	0,00	0,00	0,15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,16	0,00
263-836R	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,20	0,00	0,00	0,20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,20	0,00
263-1000L	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,14	0,00	0,00	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,14	0,00
263-1000R	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,12	0,00	0,00	0,12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,12	0,00
263-1250L	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,06	0,02	0,00	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	0,03
263-1250R	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,04	0,02	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	0,00
263-1500L	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	0,00	0,00	0,06	0,00	0,08
263-1500R	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	0,00	0,00	0,06	0,03	0,00	0,00	0,03	0,06	0,05
263-2000L	0,00	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,08	0,00	0,14	0,00	0,00	0,00	0,19	0,14	0,00
263-2000R	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,00	0,03	0,00	0,00	0,00	0,12	0,03	0,00
263-2032R	0,00	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,06	0,00	0,06	0,00	0,00	0,00	0,12	0,06	0,00
263-2500L	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,12	0,00	0,12	0,00	0,00	0,00	0,10	0,15	0,00
263-2500R	0,00	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,14	0,00	0,09	0,00	0,00	0,00	0,05	0,09	0,00
461-500L	0,15	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,07	0,03	0,00	0,07	0,03	0,00
461-500R	0,09	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,03	0,00	0,00	0,08	0,03	0,00	0,08	0,03	0,00
461-1000L	0,16	0,00	0,00	0,04	0,00	0,05	0,00	0,04	0,04	0,12	0,00	0,00	0,12	0,04	0,00
461-1000R	0,14	0,00	0,00	0,03	0,00	0,05	0,00	0,03	0,00	0,12	0,00	0,00	0,12	0,00	0,00

Obr. 5.11 Tabulka výsledků z automatické analýzy spekter

Pro kontrolu byla na závěr programem vykreslovaná spektra rychlosti i zrychlení vibrací a vypisované hodnoty RMS porovnány se spektry a hodnotami získanými z programu Pulse. Touto kontrolou byla potvrzena shoda výstupních hodnot z programu pro automatizovanou analýzu vibračních dat s daty získanými z diagnostického programu Pulse LabShop Version 11.2.0.

5.2 Uživatelský manuál

Program pro automatizované vyhodnocování spekter vibrací vřeteníků je koncipován takovým způsobem, aby mohl být obsluhován i bez detailnějších znalostí o jejich uspořádání.

Před tím, než se dají data z akcelerometru programem zpracovat, je nutné v některém z textových editorů provést odstranění hlaviček z naměřených dat, aby měl soubor pouze strukturu, která je na obrázku 5.1. V případě že desetinná místa jsou oddělována pomocí čárek, je nutné ještě provést jejich nahrazení za tečky. Takto připravená data z měření pak musí být uložena ve stejném adresáři jako skript programu.

Před spuštěním programu je potřebné vepsat na začátku skriptu do kolonky *data* název souboru s naměřenými daty k vyhodnocování včetně přípony „txt“. Dále pak do kolonky *nazev_xls* napsat název tabulkového souboru, do kterého budou výsledná data vypisována. Pro případ, že se bude vyhodnocovat více měření, se po vypsání prvních hodnot do tabulky provede „zapoznámkování“ ve skriptu programu hlavičky tabulky a dále se přepisují o jednu s každým dalším měřením, v kolonkách *pozice1* a *pozice2* čísla buněk, do kterých budou výsledky vypsány viz. obrázek 5.12.

```
2
3   %*********************************************************
4   %_________________________________________________________
5   %NACTENI ZDROJOVYCH DAT
6
7 - data=load('4R1-1000R.txt'); %Nacteni dat
8
9   %*********************************************************
10  %_________________________________________________________
11  %POZICE V xls SOUBORU PRO VÝPIS VÝSLEDKŮ
12
13 - pozice1=num2str('B2');       %Pocatecni pozice pro vypis GMF
14 - pozice2=num2str('S2');       %Pocatecni pozice pro vypis ot.frekvenci
15  %*********************************************************
16  %_________________________________________________________
17  %NAZEV xls SOUBOR PRO EXPORT VÝSLEDKŮ
18
19 - nazev_xls=num2str('testdata_1.xlsx');
20
```

Obr. 5.12 Části skriptu určené k přepisování

Po provedení těchto úprav se klikne na tlačítko „Run“, čímž dojde ke spuštění běhu programu. V příkazovém řádku bude následně vypsán požadavek na zadání počtu řad vřeteníku (2 nebo 4). Dále o zadání otáček vřetena (0-2500 ot/min). Tyto hodnoty lze snadno vyčíst z kódového označení měření viz. obrázek 3.17. Následně se provede volba, zda chceme vyhodnocovat spektra rychlosti nebo zrychlení vibrací („v“ pro rychlost nebo „a“ pro zrychlení vibrací) a na závěr se číselně zadá šířka pásma, kolem ideální vypočtené frekvence, ve kterém bude vyhledávání probíhat.

Po zadání těchto vstupních hodnot, program provede automatickou analýzu spektra dle zadaných parametrů a nalezené výsledky vypíše do příkazového řádku. Současně s tím jsou výsledky přehledně vyexportovány i do xls tabulky. Výsledná spektra s kurzory na otáčkových a záběrových frekvencích jsou vykreslena v novém okně, ve kterém může uživatel provést kontrolu nalezených výsledků, případně si spektrum analyzovat ručně.

5.3 Aplikace programu na naměřená data

Vytvořený program byl následně aplikován na naměřená data, pro automatizované získání informací o zdrojích vibrací vřeteníků.

5.3.1 Spektra rychlosti vibrací

Nejprve byla pomocí programu analyzována spektra rychlosti vibrací ze všech měření provedených v rámci této práce.

Program byl nastaven na následující parametry. Hodnota RMS, která je použita jako měřítko významnosti nalezených amplitud byla počítána z frekvenční oblasti 10Hz až 1kHz. Hodnoty amplitud jsou vypisovány až v okamžiku, kdy jejich velikost dosáhne alespoň 10% RMS. Pokud amplituda nedosáhne této hodnoty, do výsledné tabulky je vepsána hodnota 0. Šířka pásma pro vyhledávání amplitud ve spektrech byla zadána 4Hz. Takováto šířka pásma znamená oblast ±2Hz kolem ideálně vypočtené frekvence.

Jako první byla programem zpracována data, která byla naměřena akcelerometrem označeným jako „Zadní horizontální“. Výsledkem po zpracování získaných hodnot bylo zjištění, že nejvýznamněji se na vibracích vřeteníku podílí otáčková frekvence hřídele A4. Po ní následuje otáčková frekvence hřídele A3 a A2. Naopak nejmenší podíl na celkových vibracích má záběrová frekvence ozubených kol na hřídelích A2/A3 (viz. Příloha 12).

Dále byla obdobným způsobem pomocí programu zpracována data naměřená akcelerometrem s označením „Přední horizontální“. Z těchto dat byly získány obdobné výsledky. Tedy, že největší podíl na vibracích vřeteníku má otáčková frekvence hřídele A4, dále pak A3 a A2. Naopak nejméně se na vibracích podílí opět záběrová frekvence soukolí na hřídelích A2/A3 (viz. Příloha 10).

Jako poslední v rámci vyhodnocování spekter rychlosti vibrací byla programem analyzována data získaná z měření akcelerometrem označeným jako „Vertikální“. Výsledky této analýzy jsou lehce odlišné oproti předešlým. Z pohledu vertikálního akcelerometru se jako nejvýznamnější zdroj vibrací ve vřeteníku ukázala záběrová frekvence mezi soukolími na hřídelích A3/A2‘. Přičemž charakter získaných hodnot

nasvědčuje tomu, že záběr mezi těmito koly po zařazení druhého stupně, vykazoval výraznější vibrace, což by poukazovalo na soukolí A3/A2‘, 66/40 zubů. Nejvýznamnější zdroj z předchozích případů, tedy otáčková frekvence A4, v tomto případě obsadila druhou pozici a po ní následovala otáčková frekvence hřídele A3. Nejmenším zdrojem vibrací se pak ukázala býti otáčková frekvence vstupního hřídele A1 (viz. Příloha 11).

V tabulce 5.1 jsou seřazen sledované zdroje vibrací, nalezené při automatické analýze spekter rychlosti z pohledu různých míst měření. Tyto zdroje jsou seřazeny podle součtu amplitud nalezených ve vyhodnocovaných spektrech rychlosti a tedy jejich podílu na celkových vibracích vřeteníku. Seřazeny jsou dle významnosti od nejvýznamnějších (1) po méně významné (9). Označení hřídele značí její otáčkovou frekvenci. Označení s lomítkem pak značí záběrovou frekvenci mezi těmito hřídelemi.

Tab. 5.1 Seřazení zdrojů vibrací dle významnosti

Akcelerometr	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Zadní horizontální	A4	A3	A2	A1	A1/A2	A2‘	A2‘/A4	A3/A2‘	A2/A3
Přední horizontální	A4	A3	A2	A2‘	A3/A2‘	A1/A2	A2‘/A4	A1	A2/A3
Vertikální	A3/A2‘	A4	A3	A2	A1/A2	A2‘/A4	A2‘	A2/A3	A1

Celkový podíl na vibracích vřeteníku po součtu amplitud získaných ze všech míst měření je uveden v tabulce 5.2. Z této tabulky je patrné, že absolutně nejvíce se na vibracích vřeteníku podílí otáčková frekvence hřídele A4. Dále pak otáčková frekvence hřídel A3 a A2. Ze záběrových frekvencí se největší mírou na vibracích podílí záběr ozubených kol na hřídelích A3/A2‘.

Tab. 5.2 Seřazení zdrojů vibrací dle celkové významnosti

1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
A4	A3	A2	A3/A2‘	A2‘	A1/A2	A1	A2‘/A4	A2/A3

5.3.2 Obálka zrychlení

Obálka zrychlení pro vyhodnocování byla vytvořena v programu LabView, jelikož v programu Pulse nebylo zjištěno, jakým způsobem zacílit obálku zrychlení na konkrétní frekvenční pásmo. Z naměřených dat tak byly vytvořeny obálky zrychlení, které vznikly po filtraci signálu v rozmezí 400Hz až 1kHz viz. obrázek 3.38. Toto rozmezí frekvencí bylo vytipováno, jako potenciální pásmo zdroje nežádoucího hluku z převodového ústrojí. Vytipováno bylo na základě časových průběhů vibrací, charakteru hluku a také skutečnosti, že boční víko převodové skříně, které se jeví jako membrána zesilující akustický projev vibrací, má první vlastní frekvenci vyskytující se na frekvenci 463Hz. Po získání obálek byl lehce upraven vyhodnocovací program takovým způsobem, aby vstupními daty nemusel být časový záznam vibrací, který je dále zpracováván na frekvenční spektrum. Do programu tak byla nahrávána již hotová spektra obálek zrychlení a vyhledávání v nich již pokračovalo obvyklým automatizovaným způsobem. Vyhledávány však byly pouze otáčkové frekvence hřídelí, jelikož frekvenční spektrum obálky bylo pouze do 600Hz. Takovýto frekvenční rozsah tak záběrové frekvence soukolí nepokrývá.

Výsledkem vyhodnocování obálek zrychlení je následující zjištění (viz. Příloha 13). Ze všeho nejvýrazněji se objevovala otáčková frekvence hřídele A3. S větším odstupem, co se týče velikosti dosahovaných amplitud, byly nacházeny otáčkové frekvence hřídelí A2‘ a A2. Minimální výskyt pak byl zaznamenán na otáčkových frekvencích hřídelí A1 a celkem překvapivě A4.

Na obrázku 5.13 je pro ilustraci uvedena výsledná tabulka získaná po analýze obálek zrychlení. V této tabulce je patrný nejmarkantnější výskyt otáčkové frekvence hřídele A3.

Měření	Otáčky	Počet řad	Stupeň	Jednotky	RMS	A1	2x A1	3x A1	A2	2x A2	3x A2	A3	2x A3	3x A3	A2a	2x A2a	3x A2a	A4	2x A4	3x A4
2R1-500L	500	2	1	m/s^2	3,64	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,38	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R1-500R	500	2	1	m/s^2	4,53	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,66	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R1-1000L	1000	2	2	m/s^2	4,99	0,00	0,00	0,00	0,61	0,00	0,00	0,61	0,00	0,00	0,58	0,00	0,00	0,72	0,00	0,00
2R1-1000R	1000	2	2	m/s^2	3,76	0,00	0,00	0,00	0,55	0,00	0,00	0,55	0,00	0,00	0,41	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R2-500L	500	2	1	m/s^2	4,88	0,65	0,00	0,00	0,00	0,64	0,00	0,83	0,00	0,00	1,94	0,60	0,00	0,00	0,00	0,00
2R2-500R	500	2	1	m/s^2	4,91	0,00	0,00	0,00	0,88	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,65	0,00	0,00
2R2-1000L	1000	2	2	m/s^2	6,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,66	0,00	1,09	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R1-1000R	1000	2	2	m/s^2	5,59	0,00	0,00	0,00	0,81	0,00	0,00	0,81	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-500L(m)	500	2	1	m/s^2	0,43	0,00	0,00	0,00	0,07	0,00	0,00	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-500L	500	2	1	m/s^2	3,08	0,00	0,00	0,00	0,49	0,00	0,00	0,86	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-500R(m)	500	2	1	m/s^2	0,62	0,00	0,00	0,00	0,15	0,00	0,00	0,20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-500R	500	2	1	m/s^2	3,98	0,00	0,00	0,00	0,81	0,00	0,00	1,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-520R(m)	520	2	1	m/s^2	4,62	0,00	0,00	0,00	1,13	0,00	0,00	1,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-520R	520	2	1	m/s^2	5,66	0,00	0,00	0,00	0,91	0,00	0,00	1,81	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-835L(m)	835	2	1	m/s^2	0,44	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,00	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-835L	835	2	1	m/s^2	3,64	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,68	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-835R(m)	835	2	1	m/s^2	0,80	0,00	0,00	0,00	0,11	0,00	0,00	0,17	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-835R	835	2	1	m/s^2	4,74	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-836L(m)	836	2	2	m/s^2	0,62	0,00	0,00	0,00	0,12	0,00	0,00	0,12	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-836L	836	2	2	m/s^2	3,57	0,00	0,00	0,00	0,67	0,00	0,00	0,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-836R(m)	836	2	2	m/s^2	0,75	0,00	0,00	0,00	0,15	0,08	0,00	0,15	0,10	0,00	0,20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-836R	836	2	2	m/s^2	6,12	0,00	0,00	0,00	0,85	0,00	0,00	0,85	0,00	0,00	1,94	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1000L(m)	1000	2	2	m/s^2	0,80	0,08	0,00	0,00	0,14	0,00	0,00	0,14	0,09	0,00	0,00	0,08	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1000L	1000	2	2	m/s^2	5,73	0,76	0,00	0,00	0,74	0,00	0,00	0,74	0,00	0,00	0,64	0,76	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1000R(m)	1000	2	2	m/s^2	1,16	0,00	0,00	0,00	0,17	0,00	0,00	0,17	0,00	0,00	0,23	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1000R	1000	2	2	m/s^2	6,07	1,52	0,00	0,00	0,81	0,00	0,00	0,81	1,12	0,00	1,93	1,52	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1250L(m)	1250	2	2	m/s^2	0,92	0,00	0,00	0,00	0,18	0,00	0,00	0,18	0,13	0,00	0,09	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1250L	1250	2	2	m/s^2	5,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,63	0,89	0,00	0,65	1,23	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1250R(m)	1250	2	2	m/s^2	0,92	0,00	0,00	0,00	0,17	0,00	0,00	0,25	0,00	0,00	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1250R	1250	2	2	m/s^2	6,50	0,00	0,00	0,00	1,83	0,00	0,00	2,82	0,69	0,00	1,46	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1500L(m)	1500	2	2	m/s^2	0,73	0,00	0,00	0,00	0,10	0,00	0,00	0,00	0,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1500L	1500	2	2	m/s^2	5,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1500R(m)	1500	2	2	m/s^2	0,70	0,00	0,00	0,00	0,08	0,00	0,00	0,09	0,00	0,00	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-1500R	1500	2	2	m/s^2	5,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,66	0,00	0,00	0,93	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2000L(m)	2000	2	2	m/s^2	0,93	0,00	0,00	0,00	0,20	0,13	0,00	0,16	0,32	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2000L	2000	2	2	m/s^2	4,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,57	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2000R(m)	2000	2	2	m/s^2	0,68	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,07	0,00	0,00	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2000R	2000	2	2	m/s^2	4,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,62	0,55	0,00	0,91	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2032R(m)	2032	2	2	m/s^2	6,28	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,92	0,71	0,00	0,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2032R	2032	2	2	m/s^2	4,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,53	0,00	0,00	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2500L(m)	2500	2	2	m/s^2	0,48	0,00	0,00	0,00	0,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2500L	2500	2	2	m/s^2	4,98	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,68	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2500R(m)	2500	2	2	m/s^2	0,53	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,12	0,00	0,00	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2R3-2500R	2500	2	2	m/s^2	4,52	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,79	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4R1-500L	500	4	2	m/s^2	4,16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,49	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4R1-500R	500	4	2	m/s^2	5,04	0,00	0,00	0,00	0,77	0,00	0,00	0,51	0,73	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4R1-1000L	1000	4	3	m/s^2	4,86	0,00	0,00	0,00	0,93	0,00	0,00	0,54	0,93	0,00	1,38	0,00	0,00	0,97	0,00	0,00
4R1-1000R	1000	4	3	m/s^2	4,27	0,00	0,00	0,00	1,34	0,00	0,00	0,61	1,34	0,00	1,36	0,60	0,00	0,00	0,00	0,00

Obr. 5.13 Výsledná tabulka automatické analýzy obálek zrychlení

5.4 Porovnání výsledků

Po získání výsledků z programu pro automatizované vyhodnocování naměřených dat, byly tyto výsledky porovnány s výstupy, ke kterým se dospělo ručně provedenou analýzou.

Ručně provedenou analýzou se dospělo k závěru, že největší podíl na vibracích vřeteníku má otáčková frekvence výstupní hřídele A4. Tento závěr je totožný s výsledkem získaným z programu.

Z časových záznamů zrychlení vibrací, byly ručním vyhodnocováním nalezeny opakovací frekvence záznějí, odpovídající otáčkovým frekvencím hřídelí A3 a A2. Programem pak byly tyto otáčkové frekvence identifikovány, jako 2. a 3. nejvýznamnější zdroj vibrací, přičemž z obálky zrychlení v pásmu 400Hz až 1kHz, vyšla otáčková frekvence hřídele A3 jako největší zdroj.

Co se týče záběrových frekvencí ozubených kol, byla frekvence mezi hřídelemi A3/A2‘ shodně identifikována programem i ruční analýzou, jako záběrová frekvence generující nejvíce vibrací.

Z porovnání těchto výsledků je patrné, že oběma metodami se dospělo k velmi podobným závěrům.

6 Závěr

Z provedené rešerše vyplynulo, jaké mohou být zdroje vibrací a hluku v ozubených převodech v převodových skříních a jaký vliv na klidnost chodu mají různé parametry ozubení. Dále byly zjištěny prostředky a metody, které se v praxi pro měření vibrací převodových ústrojí používají. Bylo popsáno, na jakých principech tyto prostředky pracují a jakým způsobem s nimi zacházet a číst v nich, abychom z nich získali potřebné informace. V závěru rešerše bylo pojednáno o samotné diagnostice ozubených převodů. Byly zde popsány frekvence, které se mohou v ozubených převodech vyskytovat a také projevy konkrétních poruch ve frekvenčních spektrech a časových záznamech, které mohou u ozubených převodů a v převodových skříních nastat.

Uskutečněno bylo měření vibrací celkem čtyř vřeteníků vodorovných vyvrtávaček. K tomu byly vybrány vhodné měřicí přístroje, nastavena měřicí aparatura a proběhlo detailní seznámení s konstrukcí a uspořádáním vřeteníků. Ze získaných informací byly vytvořeny tabulky pro výpočty významných kinematických frekvencí vřeteníků. Následovala ruční analýza dat získaných z měření. Z této analýzy vyplynulo, že nežádoucí hluk má s největší pravděpodobností zdroj v otáčkové frekvenci hřídele A2 nebo A3. Největší podíl na vibracích vřeteníku má však otáčková frekvence výstupního hřídele A4, ta však neodpovídá poslechově nežádoucí frekvenci. Mezní hodnota rychlosti vibrací daná normou ČSN 20 0065, nebyla v žádném ze sledovaných případů překročena.

Dále v rámci práce proběhla kontrola, zda hluk vřeteníků nemůže být způsoben nesprávnou výrobou ozubených kol. Tato kontrola proběhla přepočtem parametrů ozubených kol uváděných na výrobních výkresech a následnou kontrolou optimálního návrhu těchto parametrů s ohledem na maximalizaci součinitele trvání záběru. Z této kontroly vyplynulo, že ozubená kola jsou navržena správně. Nalezena byla neshoda pouze ve znaménku korekce u soukolí A2/A3 s počty zubů 35/72. Analýzou spekter a diskuzí s výrobcem však bylo zjištěno, že se jedná pouze o formální chybu.

Z důvodu požadavku na snadnější a rychlejší způsob analýzy naměřených vibračních dat, vznikl program pro automatické vyhledávání významných amplitud na otáčkových frekvencích hřídelí, záběrových frekvencích ozubených kol a jejích druhých a třetích harmonických násobcích. Tento program pracuje se vstupními daty v podobě časového průběhu zrychlení vibrací a dále je zpracovává pomocí FFT analýzy na frekvenční spektrum zrychlení či rychlosti vibrací dle volby uživatele. Výstupy z tohoto programu jsou vypisovány v okně programu a zároveň přehledně exportovány do tabulek xls souborů. Rovněž jsou vykreslována spektra s kurzory na záběrových a otáčkových frekvencích.

V závěru práce byla naměřená data zpracována pomocí vytvořeného programu a výsledky porovnány s výstupy, jenž byly získány ruční analýzou. V těchto výsledcích byla nalezena výrazná shoda. Tedy zjištění, že největší podíl na vibracích vřeteníků má otáčková frekvence hřídele A4, ovšem zdrojem nežádoucího hluku je nejspíše otáčková frekvence hřídele A3. Největším přínosem tohoto programu však byla výrazná úspora času, která se v porovnání s ruční analýzou pohybuje v řádech desítek hodin.

Hřídel A4 se nejvýrazněji projevovala na druhé harmonické otáčkové frekvenci. Tento projev poukazuje na možnost nesouososti jejího uložení nebo mechanickou vůli v uložení vřetena. Co se týče touto prací identifikovaného nejpravděpodobnějšího zdroje hluku, tedy otáčkové frekvence hřídele A3, může být tato skutečnost zapříčiněna způsobem uložení hřídele. Tato hřídel je uložena pomocí tří valivých ložisek. Z podkladů poskytnutých výrobcem se ovšem jeví, že obě krajní ložiska jsou axiálně sevřená, což může do konstrukce vnášet nežádoucí napjatost.

Na základě těchto zjištění by bylo vhodné, případná další měření soustředit přímo na vliv jednotlivých komponent hřídele A3 na vibrace vřeteníku. Dále by bylo vhodné uskutečnění měření přesnosti chodu vřetena za rotace, pro zjištění příčin vibrací hřídele A4.

Nápravná opatření navržená na základě této práce jsou, revize způsobu uložení hřídele A3. Dále pak pokusit se o zatlumení bočního víka převodové skříně, které pravděpodobně působí jako membrána zesilující hluk. Toho by bylo možné docílit například jejím přišroubováním ve středové části k tělesu skříně.

7 Seznamy

7.1 Seznam obrázků

Obr. 2.1 Tvary zubů ozubených kol [8] 14
Obr. 2.2 Kompozitní ozubené kolo [11] 17
Obr. 2.3 Frézování ozubení dělicím způsobem [12] 18
Obr. 2.4 Frézování ozubení odvalovacím způsobem [13] 18
Obr. 2.5 Úchylka profilu zubu 20
Obr. 2.6 Adhezní opotřebení boku zubů [15] 20
Obr. 2.7 Abrazivní opotřebení boku zubů [15] 21
Obr. 2.8 Pitting [15] 22
Obr. 2.9 Ohybový lom zubu [1] 23
Obr. 2.10 Příčná a podélná modifikace [16] 24
Obr. 2.11 Převodová skříň obráběcího stroje [17] 25
Obr. 2.12 Princip řazení přesuvnými koly [18] 25
Obr. 2.13 Princip řazení se spojkami [18] 26
Obr. 2.14 Amplituda a perioda signálu [21] 29
Obr. 2.15 Spektrogram [23] 31
Obr. 2.16 Časová a frekvenční oblast před synchronní filtrací [2] 31
Obr. 2.17 Časová a frekvenční oblast po synchronní filtraci [2] 32
Obr. 2.18 Spektrum řádové analýzy [24] 33
Obr. 2.19 Porovnání spektra a cepstra [25] 33
Obr. 2.20 Princip vzniku obálky zrychlení [26] 34
Obr. 2.21 Kontakt konkrétních zubů 36
Obr. 2.22 Způsob rozmisťování snímačů [27] 37
Obr. 2.23 Spektrum nevyváženosti rotoru [3] 38
Obr. 2.24 Rovnoběžná nesouosost [3] 38
Obr. 2.25 Úhlová nesouosost [3] 39
Obr. 2.26 Spektrum nesouososti rotorů [3] 39
Obr. 2.27 Časový průběh mechanického uvolnění [3] 40
Obr. 2.28 Spektrum ozubeného převodu [28] 41
Obr. 3.1 Vodorovná vyvrtávačka W100B-CNC s vyznačením souřadných os [30] 42

Obr. 3.2 Uspořádání 4-řadého vřeteníku 44
Obr. 3.3 Kinematická schémata dvouřadého vřeteníku 44
Obr. 3.4 Kinematická schémata čtyřřadého vřeteníku 45
Obr. 3.5 Uspořádání 2-řadého vřeteníku 46
Obr. 3.6 První převodový stupeň 47
Obr. 3.7 Druhý převodový stupeň 47
Obr. 3.8 Akcelerometr IMI Sensors 48
Obr. 3.9 Tachosonda MM 0024 [32] 48
Obr. 3.10 Modální kladívko typ 8206-003 48
Obr. 3.11 Akcelerometr ENDEFCO 49
Obr. 3.12 Měřicí stanice typ 2827-002 49
Obr. 3.13 Pracovní notebook s programem Pulse a hardwarovým klíčem 50
Obr. 3.14 Tabulka parametrů senzorů 50
Obr. 3.15 Nastavení parametrů analyzátoru 51
Obr. 3.16 Nastavení multibufferu 51
Obr. 3.17 Způsob kódového značení měření 53
Obr. 3.18 Stroj WH10CNC číslo 3.4005 54
Obr. 3.19 Stroj W100B-CNC číslo 3.0824 55
Obr. 3.20 Vřeteník 4R1 na zkušební stolici 56
Obr. 3.21 Stroj WH10CNC číslo 3.4007 57
Obr. 3.22 Domek řazení 58
Obr. 3.23 Rozmístění senzorů 60
Obr. 3.24 "Inženýrská kalkulačka SKF" - Kinematické frekvence ložiska 6308 61
Obr. 3.25 Tabulky pro výpočet frekvencí 2-řadého vřeteníku 65
Obr. 3.26 Zázněje v časovém záznamu vibrací 68
Obr. 3.27 Postup zjišťování periody opakování záznějí T_α 68
Obr. 3.28 Časový záznam vibrací s modulací 69
Obr. 3.29 Postup zjišťování periody opakování modulace T_β 70
Obr. 3.30 Spektra rychlosti vibrací - 1.řada (835ot/min) a 2. řada(836ot/min) 73
Obr. 3.31 Spektra rychlosti vibrací - 1.řada (520ot/min) a 2.řada (2032ot/min) 73
Obr. 3.32 Spektrogram s řády otáčkové frekvence hřídele A4 74
Obr. 3.33 Obálka zrychlení s frekvencí kuliček ložiska SKF 6013-RS1 75

Obr. 3.34 Obálka zrychlení s frekvencí klece ložiska SKF 6013-RS1 75
Obr. 3.35 Obálka zrychlení (frekvenci otáčení hřídele A1 75,4Hz - 1.řada) 75
Obr. 3.36 Obálka zrychlení (frekvenci otáčení hřídele A1 75,4Hz - 2.řada) 75
Obr. 3.37 Obálka zrychlení 2R3-520R z horní poloviny frekvenčního rozsahu 76
Obr. 3.38 Obálka zrychlení 2R3-520R v pásmu 400-1000Hz 76
Obr. 3.39 Spektrum zrychlení - boční víko..... 77
Obr. 3.40 Přenos kola (74zubů) na hřídeli A3 78
Obr. 3.41 Přenos kola (54zubů) na hřídeli A3 78
Obr. 3.42 Přenos kola (66zubů) na hřídeli A3 79
Obr. 3.43 Termosnímek - Vřeteník před zahřátím 81
Obr. 3.44 Termosnímek - Vřeteník po zahřátí 81
Obr. 3.45 Termosnímek - Ložisko na hřídeli A1 82
Obr. 3.46 Termosnímek - Uložení hřídele A4 82
Obr. 4.1 Protokol přepočtu soukolí A1/A2 85
Obr. 4.2 Hodnota posunutí profilu na originálním výkrese 86
Obr. 4.3 Hodnota posunutí profilu v protokolu 86
Obr. 4.4 Záběrová frekvence GMF A2/A3 ve spektru rychlosti vibrací 86
Obr. 4.5 Otáčková frekvence hřídele A2 ve spektru rychlosti vibrací 87
Obr. 4.6 Otáčková frekvence hřídele A3 ve spektru rychlosti vibrací 87
Obr. 5.1 Struktura vstupních dat 91
Obr. 5.2 Časový záznam zrychlení vibrací 91
Obr. 5.3 Časový záznam po aplikaci Hannova okna 92
Obr. 5.4 Oboustranné FFT spektrum zrychlení vibrací 92
Obr. 5.5 FFT spektrum zrychlení vibrací 93
Obr. 5.6 Skript pro vytvoření FFT spektra 94
Obr. 5.7 Skript pro výpočet otáčkových a záběrových frekvencí 95
Obr. 5.8 Skript pro vyhledávání maxim v pásmu kolem známých frekvencí 96
Obr. 5.9 Výpis výstupů v okně programu 97
Obr. 5.10 Výsledná spektra 97
Obr. 5.11 Tabulka výsledků z automatické analýzy spekter 99
Obr. 5.12 Části skriptu určené k přepisování 101
Obr. 5.13 Výsledná tabulka automatické analýzy obálek zrychlení 105

7.2 Seznam tabulek

Tab. 3.1 Hlavní parametry strojů W100B-CNC a WH10-CNC [30][31] 43
Tab. 3.2 Rozsahy otáček převodových řad 45
Tab. 3.3 Seznam použitých zařízení 52
Tab. 3.4 Soupis všech provedených měření vřeteníků 53
Tab. 3.5 Provedená měření běhu vřeteníků 59
Tab. 3.6 Kinematické frekvence ložisek při otáčkách 60ot/min (1Hz) 63
Tab. 3.7 Nalezené amplitudy ve spektrech rychlosti vibrací 0Hz až 6,4kHz 67
Tab. 3.8 Porovnání opakovacích frekvencí záznějí 69
Tab. 3.9 Porovnání opakovacích frekvencí modulace 70
Tab. 3.10 Amplitudy ve spektrech rychlosti vibrací 0Hz až 100Hz 72
Tab. 3.11 První vlastní frekvence komponent převodovky 79
Tab. 3.12 Celkové hodnoty rychlosti vibrací 80
Tab. 4.1 Hodnoty amplitud na sledovaných frekvencích 87
Tab. 4.2 Porovnání hodnot součinitele trvání záběru ε 88
Tab. 5.1 Seřazení zdrojů vibrací dle významnosti 103
Tab. 5.2 Seřazení zdrojů vibrací dle celkové významnosti 103

7.3 Seznam použité literatury

[1] ŠALAMOUN, Čestmír. *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. Praha: SNTL, 1990. ISBN 8003005329.

[2] TŮMA, Jiří. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 8090193617.

[3] NĚMEČEK, Pavel a Elias TOMEH. Vibrační diagnostika základních závad strojů. Liberec, 2010. Skripta. TUL.

[4] ZAPLATÍLEK, Karel a Bohuslav DOŇAR. MATLAB: tvorba uživatelských aplikací. Praha: BEN - technická literatura, 2004. ISBN 8073001330.

[5] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka. 12. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968.

[6] PÍČ, Josef a Přemysl BRENÍK. Obráběcí stroje: (základy konstrukce a výpočtů). Praha: SNTL, 1970. Řada strojírenské literatury.

[7] MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 8072250515

[8] Ozubené převody. Střední škola stavební a technická, Ústí nad Labem [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupné z: https://slideplayer.cz/slide/11489953/

[9] Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby. Mitcalc.com [online]. [cit. 2018-06- 18]. Dostupné z: www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1txt.htm

[10] Materiály převodových kol, převodovky. Střední škola umělecká a průmyslová, Opava [online]. 2012 [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: www.sspu-pava.cz/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-12.pdf

[11] Tišší a lehčí ozubená kola. Mmspektrum.com [online]. 2011 [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: www.mmspektrum.com/clanek/tissi-a-lehci ozubena-kola.html

[12] Princip výroby ozubených kol dělícím způsobem. Tumlikovo.cz [online]. 2010 [cit. 2017-06-18]. Dostupné z: www.tumlikovo.cz/princip-vyroby-ozubenych-kol-delicim-zpusobem/

[13] Výroba ozubení odvalováním. Tumlikovo.cz [online]. 2010 [cit. 2017-06-18]. Dostupné z: www.tumlikovo.cz/princip-vyroby-ozubenych-kol-delicim-zpusobem/

[14] Obrábění. Střední průmyslová škola a Vyšší odborná škola technická Brno [online]. [cit. 2017-11-06]. Dostupné z: domes.spssbrno.cz/web/DUMy/STT,%20KOM/VY_32_INOVACE_19-19.pdf

[15] GEAR FAILURE. Gearclass.blogspot.com [online]. 2017 [cit. 2018-06-18]. Dostupné z: http://gearclass.blogspot.com/2017/02/

[16] Czech raildays 2010: Modifikace. WIKOV MGI [online]. 2010 [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: http://docplayer.cz/9488325-Czech-raildays-2010-modifikace-ozubeni.html

[17] Spsspindle.com [online]. 2015 [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: www.spsspindle.com/wp-content/uploads/2015/03/gearbox1.png

[18] Převody ozubenými koly: princip, účel, použití [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupné z: https://slideplayer.cz/slide/2327611/

[19] Snímače vibrací a posuvů. Vibrotech.cz [online]. [cit. 2018-06-22]. Dostupné z: https://vibrotech.cz/cz/snimace-vibraci-chveni-posuvu-akcelerometr-velocimetr

[20] Kmitavý pohyb. Radek.jandora.sweb.cz [online]. [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: http://radek.jandora.sweb.cz/f10.htm

[21] Free Vibration Of A Cantilever Objective. Ukessays.com [online]. [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: www.ukessays.com/essays/biology/free-vibration-of-a-cantilever-objective-biology-essay.php

[22] Rychlá Fourierova transformace (FFT) pro AVR. Elektronika.kvalitne.cz [online]. 2012 [cit. 2017-11-13]. Dostupné z: www.elektronika.kvalitne.cz/ATMEL/necoteorie/transformation/AVRFFT/AVRFFT.html

[23] Aircraft vibration analysis. Info.mide.com [online]. [cit. 2017-11-13]. Dostupné z: https://info.mide.com/hubfs/Blog-Images/vibration-analysis/aircraft-vibration-analysis-plots.jpg

[24] Frekvenční analýza. Ekosoftware.cz [online]. 2017 [cit. 2017-11-14]. Dostupné z: www.ekosoftware.cz/frekvencni-analyza

[25] Cepstrum. Wikiwand.com [online]. [cit. 2018-07-02]. Dostupné z: www.wikiwand.com/en/Cepstrum

[26] CHVOJKA, Petr. 004_Vibro-Diagnostika-zpracovani signalu II [prezentace]. FS ČVUT v Praze: Ú12135, 2017.

[27] CHVOJKA, Petr. 008_tabulka_závad_berry [prezentace]. FS ČVUT v Praze: Ú12135, 2015.

[28] Power-mi.com [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupné z: www.power-mi.com/sites/default/files/elearning/vibration_analysis/08/en%20overloaded%20gear.jpg

[29] CHVOJKA, Petr. Diagnostická měření vřeteníku WH10CNC: 03-2017. Praha: VCSVTT, 2017.

[30] Horizontální vyvrtávačky: RET100B / W100B. Retos.cz [online]. [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: www.retos.cz/ret100b-w100b

[31] Vodorovná vyvrtávačka WH10CNC. *Tosvarnsdorf.cz* [online]. [cit. 2018-06-15]. Dostupné z: www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/horizontalni-vyvrtavacky-stolove/wh-10-cnc/

[32] PHOTOELECTRIC PROBE. Bksv.com [online]. [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: www.bksv.com/en/products/transducers/vibration/tachometer-probes/MM-0024

7.4 Seznam použitého softwaru

PULSE LabShop Version 11.2.0	(Program k měření a ruční analýze naměřených dat)
MATLAB R2015b	(Program k vytvoření skriptu pro automatizovanou analýzu vibračních dat)
Gears v.1.2.	(Program pro kontrolní přepočet parametrů ozubených kol)
LabVIEW	(Program k vytvoření obálek zrychlení v pásmu 400 – 1000Hz)
Microsoft Excel	(Program pro vytvoření tabulek k výpočtu frekvencí a ke zpracování dat z automatické analýzy)

7.5 Seznam příloh

7.5.1 Textové přílohy

Příloha 1: Analytický přepočet soukolí A1+A2 (093+498)

7.5.2 Elektronické přílohy

Příloha 2: Skript - Automatická analýza vibračních dat

Příloha 3: Kinematické frekvence vřeteníků

Příloha 4: Protokoly přepočtu soukolí

Příloha 5: Časové záznamy - modulace

Příloha 6: Časové záznamy - zázněje

Příloha 7: Spektra rychlosti 0-6400Hz

Příloha 8: Spektra zrychlení 0-6400Hz

Příloha 9: Spektra rychlosti 0-100Hz

Příloha 10: Spektra rychlosti pH - výstup programu

Příloha 11: Spektra rychlosti V - výstup programu

Příloha 12: Spektra rychlosti zH - výstup programu

Příloha 13: Obálky zrychlení - výstup programu

Příloha 14: Rozběhy - Doběhy frekvenční

Příloha 15: Rozběhy - Doběhy řádové

Příloha 16: Obálka zrychlení 2R3

Příloha 17: Tabulka měření 2R3 8.3.2018

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

Diplomová práce

Diagnostika zdrojů hluku převodové skříně

TEXTOVÉ PŘÍLOHY

2018 **Bc. Tomáš Vaněk**

Příloha 1: Analytický přepočet soukolí A1/A2 (093/498; 23/74 zubů)

Převodový poměr

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{23}{74} = 3{,}22$$

Roztečné průměry

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2{,}5 \cdot 23 = 57{,}5\ mm$$
$$d_2 = m \cdot z_2 = 2{,}5 \cdot 74 = 185\ mm$$

Průměry základních kružnic

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha = 57{,}5 \cdot \cos 20 = 54{,}032\ mm$$
$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha = 185 \cdot \cos 20 = 173{,}843\ mm$$

Základní osová vzdálenost

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{57{,}5 + 185}{2} = 121{,}25\ mm$$

Výrobní osová vzdálenost

$$a_t = a + m \cdot (x_1 + x_2) = 121{,}3 + 2{,}5 \cdot \big(0{,}3112 + (-0{,}3112)\big) = 121{,}25\ mm$$

Valivý úhel záběru

$$\mathrm{inv}\,\alpha = \tan\alpha - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} = \tan 20 - \frac{20 \cdot \pi}{180} = 0{,}0149$$

$$\mathrm{inv}\,\alpha_w = \mathrm{inv}\,\alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \tan\alpha}{z_1 + z_2} = 0{,}0149 + \frac{2 \cdot \big(0{,}3112 + (-0{,}3112)\big) \cdot \tan 20}{23 + 74}$$
$$= 0{,}014904$$

$$\text{pro } \mathrm{inv}\,\alpha_w = 0{,}014904 \text{ je hodnota } \alpha_w = 20°$$

Valivé průměry

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = 57{,}5 \cdot \frac{\cos 20}{cos 20} = 57{,}5\ mm$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = 185 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 185\ mm$$

Valivá provozní vzdálenost

$$a_w = a \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = 121{,}25 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 121{,}25\ mm$$

Teoretické výšky hlav zubů

$$h_{at1} = h_a^* \cdot m + x_1 \cdot m = 1 \cdot 2{,}5 + 0{,}3112 \cdot 2{,}5 = 3{,}287\ mm$$
$$h_{at2} = h_a^* \cdot m + x_2 \cdot m = 1 \cdot 2{,}5 + (-0{,}3112) \cdot 2{,}5 = 1{,}722\ mm$$

Jednotkové snížení hlav zubů

$$\Delta y = \frac{a_t - a_w}{m} = \frac{121{,}25 - 121{,}25}{2{,}5} = 0\ mm$$

Provozní výšky hlav zubů, pat zubů, výšky zubů

$$h_{a1} = h_{at1} - \Delta y \cdot m = 3{,}278 - 0 \cdot 2{,}5 = 3{,}278\ mm$$
$$h_{a2} = h_{at2} - \Delta y \cdot m = 1{,}722 - 0 \cdot 2{,}5 = 1{,}722\ mm$$

$$h_{f1} = h_f^* \cdot m - x_1 \cdot m = 1{,}25 \cdot 2{,}5 - 0{,}3112 \cdot 2{,}5 = 2{,}347\ mm$$
$$h_{f2} = h_f^* \cdot m - x_2 \cdot m = 1{,}25 \cdot 2{,}5 - (-0{,}3112) \cdot 2{,}5 = 3{,}903\ mm$$

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 3{,}3 + 2{,}3 = 5{,}625\ mm$$
$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 1{,}7 + 3{,}9 = 5{,}625\ mm$$

Hlavové provozní průměry, patní průměry

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 57{,}5 + 2 \cdot 3{,}278 = 64{,}056\ mm$$
$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = 185 + 2 \cdot 1{,}722 = 188{,}444\ mm$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 57{,}5 - 2 \cdot 2{,}347 = 52{,}806\ mm$$
$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 185 - 2 \cdot 3{,}903 = 177{,}194\ mm$$

Posunutí profilu

$$xm_1 = x_1 \cdot m = 0{,}3112 \cdot 2{,}5 = 0{,}778$$
$$xm_2 = x_2 \cdot m = -0{,}3112 \cdot 2{,}5 = -0{,}778$$

Rozteč zubů

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 2{,}5 = 7{,}854\ mm$$

Záběrová rozteč

$$p_b = p \cdot \cos\alpha = 7{,}854 \cdot \cos 20 = 7{,}38\ mm$$

Valivá rozteč

$$p_w = p \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = 7{,}854 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 7{,}854\ mm$$

Délka dráhy záběru

$$g_\alpha = \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} - a_w \cdot \sin\alpha_w$$

$$= \sqrt{\left(\frac{64{,}056}{2}\right)^2 - \left(\frac{54{,}032}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{188{,}444}{2}\right)^2 - \left(\frac{173{,}843}{2}\right)^2} - 121{,}25$$

$$\cdot \sin 20 = 12{,}098\ mm$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon = \frac{g_\alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha} = \frac{12{,}098}{\pi \cdot 2{,}5 \cdot \cos 20} = 1{,}639$$

Počty měřených zubů a kontrolní rozměr přes zuby a

$$z_1' = \frac{\alpha}{180} \cdot z_1 + 0{,}5 = \frac{20}{180} \cdot 23 + 0{,}5 = 3{,}056 \quad => \quad z_1' = 3$$

$$z_2' = \frac{\alpha}{180} \cdot z_2 + 0{,}5 = \frac{20}{180} \cdot 74 + 0{,}5 = 8{,}722 \quad => \quad z_2' = 9$$

$$w_1 = m \cdot \cos\alpha \cdot [\pi \cdot (z_1' - 0{,}5) + 2 \cdot x_1 \cdot \tan\alpha + z_1 \cdot \mathrm{inv}\,\alpha]$$

$$= 2{,}5 \cdot \cos 20 \cdot [\pi \cdot (3 - 0{,}5) + 2 \cdot 0{,}3112 \cdot \tan 20 + 23 \cdot 0{,}0149]$$

$$= 19{,}788\ mm$$

$$w_2 = m \cdot \cos\alpha \cdot [\pi \cdot (z_2' - 0{,}5) + 2 \cdot x_2 \cdot \tan\alpha + z_2 \cdot \mathrm{inv}\,\alpha]$$

$$= 2{,}5 \cdot \cos 20 \cdot [\pi \cdot (9 - 0{,}5) + 2 \cdot (-0{,}3112) \cdot \tan 20 + 74 \cdot 0{,}0149]$$

$$= 64{,}792\ mm$$