

Technická diagnostika průmyslových motorů a převodovek

Michal Zouhar

Bakalářská práce
2022



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: Michal Zouhar
Osobní číslo: T19840
Studijní program: B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor: Technologická zařízení
Forma studia: Kombinovaná
Téma práce: Technická diagnostika průmyslových motorů a převodovek

Zásady pro vypracování

1. Vysvětlení základních pojmů a principu vibrodiagnostiky
2. Rešerše diagnostiky poruch elektromotorů, převodovek a ložisek
3. Experiment hodnocení souososti hřídelí

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

BURKOVIC, Jan. *Spolehlivost, diagnostika, jakost*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001, 104 s. ISBN 8070788380.

VOŠTOVÁ, Věra, Karel JEŘÁBEK a František HELEBRANT. *Provoz a údržba strojů*. II. část, Údržba strojů. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 124 s. ISBN 8001025314.

BLOCH, Heinz P. a Fred K. GEITNER. *Machinery Failure Analysis and Troubleshooting: Practical Machinery Management for Process Plants*. 4th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012, 1 online zdroj. ISBN 9780123860453. Dostupné také z: https://proxy.k.utb.cz/login?url=http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpMFATVPM9/machinery_failure_analysis_and_troubleshooting_1

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Ondřej Bílek, Ph.D.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **3. ledna 2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2022**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 24. února 2022

PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považuji se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na použití vibrodiagnostiky jako nástroje pro analýzu a predikci technického stavu průmyslových motorů a převodovek. Práce je rozdělena na část teoretickou a praktickou. V teoretické části jsou popsány základní pojmy vibrodiagnostiky, typy měřících metod a jejich využití pro zjištění technického stavu strojů. V praktické části jsou provedeny experimenty nesouososti hnací a hnané hřídele a jejího vlivu na provoz stroje.

Klíčová slova: vibrodiagnostika, analýza, predikce, technický stav.

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on using vibrodiagnostic as an instrument for analysis and prediction of technical condition of industrial engines and gearboxes. This thesis is divided into a theoretical part and practical part. In the teoretical part, basic concepts of vibrodiagnostic, types of measuring methods, and their usage for finding out the technical condition of machines. The practical part is devoted to an accomplished experiments of drive and driven shaft misalignment and its effect on the operation of machine.

Keywords: Vibrodiagnostic, Analysis, Prediction, Technical Condition.

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc. Ing. Ondřeji Bílkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, kterými přispěl k vypracování této bakalářské práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	10
I. TEORETICKÁ ČÁST	11
1 VIBRODIAGNOSTIKA	12
1.1 ZÁKLADNÍ DEFINICE A TERMINOLOGIE	12
1.1.1 ZÁKLADNÍ TERMINOLOGIE	12
1.1.2 VELIČINY	17
1.2 PRINCIP MĚŘENÍ VIBRACÍ	19
1.2.1 MĚŘENÁ MÍSTA	20
1.2.2 UPEVNĚNÍ SNÍMAČŮ	21
1.3 METODY VYHODNOCOVÁNÍ VIBRACÍ	22
1.3.1 CELKOVÁ MOHUTNOST VIBRACÍ.....	23
1.3.2 CREST FACTOR.....	24
1.3.3 SPM dBm/dBc	25
1.3.4 ANALÝZA FFT SPEKTRA	25
1.3.5 OBÁLKOVÁ METODA	26
1.3.6 ANALÝZA ČASOVÉHO PRŮBĚHU SIGNÁLU.....	26
1.3.7 MODÁLNÍ ANALÝZA	27
2 DIAGNOSTIKA ELEKTROMOTORŮ A PŘEVODOVEK	29
2.1 ELEKTROMOTORY	29
2.1.1 STEJNOSMĚRNÉ KOMUTÁTOROVÉ ELEKTROMOTORY.....	29
2.1.2 ASYNCHRONNÍ ELEKTROMOTORY	30
2.2 PŘEVODOVKY	31
2.3 LOŽISKA	32
2.3.1 KLUZNÁ LOŽISKA	32
2.3.2 VALIVÁ LOŽISKA.....	33
2.4 ZÁVADY MOTORŮ A JEJICH DETEKCE	33
2.4.1 NEVYVÁŽENOST ROTORU	34
2.4.2 STATICKÁ NEVYVÁŽENOST	34
2.4.3 NESOUOSOST.....	36
2.4.4 OHNUTÁ HŘÍDEL ROTORU.....	38
2.4.5 MECHANICKÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI STROJE.....	39
2.5 ZÁVADY PŘEVODOVEK A JEJICH DETEKCE	40
2.5.1 OPOTŘEBENÍ ZUBŮ OZUBENÝCH KOL A JEJICH DETEKCE.....	41
2.5.2 POŠKOZENÝ NEBO CHYBĚJÍCÍ ZUB OZUBENÉHO KOLA A JEHO DETEKCE	42

2.5.3	EXCENTRICKÉ OZUBENÉ KOLO NEBO OHNUTÁ HŘÍDEL A JEJICH DETEKCE	42
2.6	DIAGNOSTIKA VALIVÝCH LOŽISEK	43
2.6.1	ČTYŘI FÁZE POŠKOZENÍ LOŽISKA	43
2.6.2	PORUCHOVÉ FREKVENCE VALIVÝCH LOŽISEK	45
2.7	PORUCHY VALIVÝCH LOŽISEK.....	47
2.7.1	ELEKTRICKÁ EROZE	47
2.7.2	NESPRÁVNÉ MAZÁNÍ LOŽISKA.....	47
3	SHRnutí TEORETICKÉ ČÁSTI.....	49
II.	PRAKTICKÁ ČÁST	50
4	CÍLE PRAKTICKÉ ČÁSTI.....	51
5	EXPERIMENT HODNOCENÍ SOUOSOSTI HŘÍDELÍ	52
5.1	MODEL.....	52
5.1.1	SOUČÁSTI MODELU.....	53
5.2	POUŽITÉ PŘÍSTROJE.....	53
5.3	POSTUP A MĚŘENÉ VELIČINY	56
5.3.1	MĚŘENÉ VELIČINY A POPIS MĚŘENÍ	56
5.4	PLÁN EXPERIMENTU	57
5.5	VÝSLEDKY EXPERIMENTŮ.....	59
5.5.1	VÝSLEDEK EXPERIMENTU Č.0.....	59
5.5.2	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.1	61
5.5.3	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.2	62
5.5.4	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.3	63
5.5.5	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.4.	64
5.5.6	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.5	65
5.5.7	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.6.	66
5.5.8	VÝSLEDKY EXPERIMENTU Č.7	67
5.6	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ.....	67
5.6.1	RMS VIBRACÍ MOTORU	68
5.6.2	RMS VIBRACÍ LOŽISEK L1 A L2	70
5.6.3	TEPLOTA MOTORU A LOŽISEK L1 A L2	71
5.6.4	AKTUÁLNÍ SPOTŘEBA ELEKTRICKÉHO PROUDU	73
5.7	ZHODNOCENÍ EXPERIMENTU	74
	ZÁVĚR.....	75
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	77
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	80

SEZNAM OBRÁZKŮ	82
SEZNAM TABULEK.....	84

ÚVOD

Technická diagnostika se v posledních letech stala neodmyslitelnou součástí moderního průmyslu. Jedná se o účinný nástroj údržby, jehož cílem je monitoring a analýza technického stavu výrobních zařízení a jejich částí. Měřením, ukládáním a analýzou dat je za pomoci vhodných diagnostických nástrojů možné zjistit objektivní technický stav stroje a predikovat jeho budoucí vývoj. Díky včasnému zjištění technického stavu stroje a predikci jeho vývoje je možné s dostatečným předstihem strategicky naplánovat čas a rozsah následných oprav, a tím minimalizovat náklady způsobené jeho prostojem.

Teoretická část práce se nebude zabývat komplexní problematikou technické diagnostiky, ale pouze jednou z jejích částí, a to vibrodiagnostikou. Ta se v průmyslu uplatňuje především na pohonech a jiných úsecích strojů s rotačními částmi. Cílem této práce je popis a vysvětlení některých základních pojmů a principů vibrodiagnostiky. Budou popsány používané měřicí metody a vysvětleno jejich uplatnění pro analýzu technického stavu strojních zařízení, včetně určení měřících pozic vhodných pro sběr diagnostických dat. Dále se práce bude zabývat některými často se vyskytujícími problémy pohonů strojů a jejich odhalením za pomoci vibrací.

V praktické části práce budou provedeny experimenty nesouososti hřídelí, při kterém bude na vytvořeném modelu stroje prováděno úmyslné vzájemné vyosení hřídelí v horizontálním směru. Experiment bude zkoumat, jak velikost nesouososti ovlivňuje některé aspekty plynulého provozu stroje. Budou měřeny vibrace a teplota na předem definovaných místech a také aktuální spotřeba elektrické energie použitého modelu stroje.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 VIBRODIAGNOSTIKA

V posledních desetiletích se stále častěji v technické praxi dostává do popředí technická diagnostika. Je to široce rozšířený obor, který se zabývá způsoby, jak zjistit technický stav stroje. Je to součást prediktivní údržby a její výhoda spočívá v eliminaci poruch. To se děje výměnou opotřebovaných nebo poruchou hrozících součástí stroje v době, před samotnou poruchou strojních částí, ale zároveň v době, kdy je strojní část již opotřebovaná a je vhodné ji vyměnit. Jednou z metod technické diagnostiky je vibrační diagnostika nebo jinak taky vibrodiagnostika. Ta se používá u strojních zařízení, jejichž jednotlivé části vůči sobě vzájemně rotují nebo se jinak pohybují. [1] „Každé zařízení pracující na principu rotačního, posuvného nebo jiného pohybu produkuje při svém provozu vibrace“. Tvar a velikost vibrací závisí na pracovních podmínkách, ve kterých stroj pracuje, jeho technickém stavu, ale i samotné konstrukci daného stroje. Vibrace se u rotujících strojních zařízení měří ze dvou důvodů. Prvním z nich je zjištění technického stavu stroje a jeho součástí. Druhým důvodem je detekce nově vznikajících poruch. Včasná detekce nově vznikajících závad umožňuje s předstihem plánovat údržbu a odstávku daného stroje. Příliš vysoké vibrace jsou pro provoz stroje nežádoucí, mají na něj negativní vliv v podobě dynamického namáhání stroje, čímž se znatelně zkracuje jeho provozuschopnost. [2]

1.1 ZÁKLADNÍ DEFINICE A TERMINOLOGIE

Při mechanickém kmitání vykonávají pevná tělesa nebo hmotné body periodický vratný pohyb. Tento pohyb bývá také nazýván jako vibrace. Tento pohyb má nulovou počáteční polohu, okolo které je vratný pohyb vykonáván. Do této polohy se bod nebo těleso po přerušení působení vnitřních nebo vnějších sil vždy vrací. Samotné kmitání je buzeno působením sil a to buď vnitřních, vycházejících ze vnitřku tělesa, nebo vnějších. [3]

1.1.1 Základní terminologie

V této podkapitole budou vysvětleny některé důležité pojmy vibrodiagnostiky, které jsou často používány a jsou důležité pro správný popis diagnostických nálezů.

1.1.1.1 Frekvence

Je to počet opakujícího se vratného pohybu vykonávaného objektem nebo bodem za jednu vteřinu. Jednotka je hertz (Hz). [4]

1.1.1.2 Amplituda

Amplituda je velikost vibračního signálu. Její velikost určuje rozsah poškození. Větší amplituda značí větší vibrace, a to značí větší poškození. Velikost amplitudy závisí na typu stroje. [5] Zjednodušeně napsáno amplituda ukazuje, jak moc se stroj pohybuje. [6]

1.1.1.3 Piezoelektrický akcelerometr

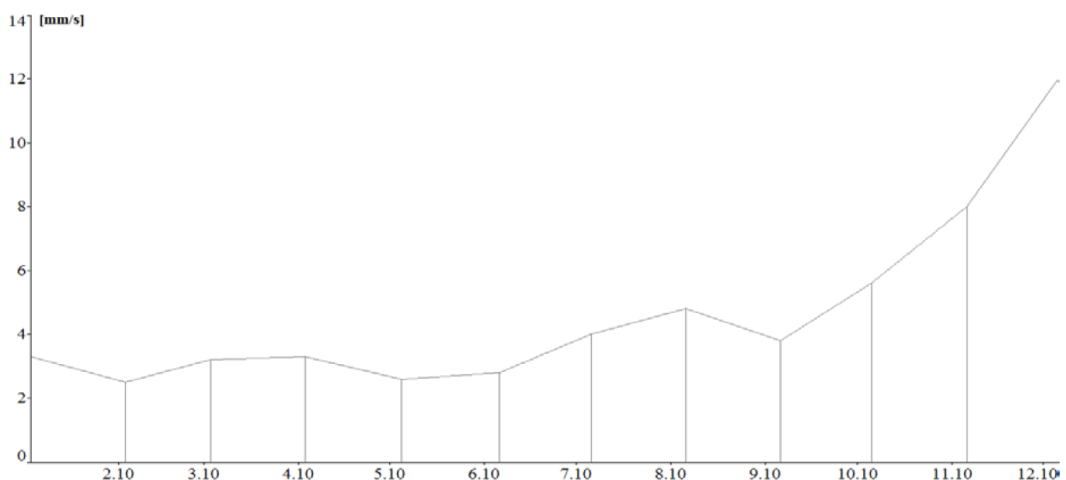
Snímač vibrací, jehož výstup je přímo úměrný zrychlení. Výstup je generován deformací přírodního nebo umělého piezoelektrického krystalu vně snímače. [7] Nejpoužívanější snímače pro měření vibrací. Základní měřená veličina je zrychlení vibrací. Výhodou je jeho univerzálnost, v případě potřeby lze integrací signálu získat výchylku nebo rychlost vibrací. Umisťuje se na nepohyblivou část stroje. [8]



Obrázek 1 Akcelerometr [9]

1.1.1.4 Trend

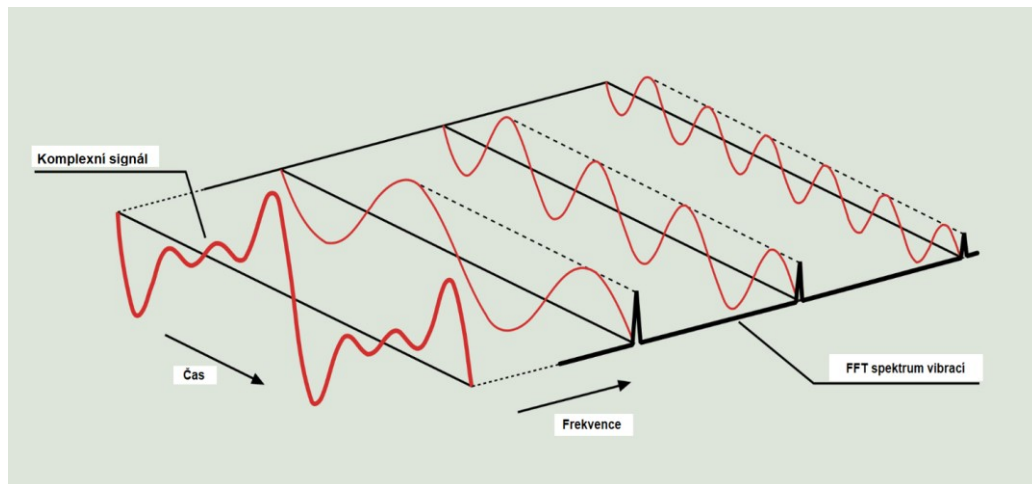
Patří k nejvýznamnějším metodám pro kontrolu měřených veličin. Ukazuje nám vývoj kontrolované veličiny v průběhu času. [8]



Obrázek 2 Průběh trendu rychlosti vibrací [10]

1.1.1.5 FFT

Fast Fourier Transform (Rychlá Fourierova transformace) je analytická metoda vyhledávající opakující se vibrační děje, kterým jsou následně přiřazeny frekvence a jsou zobrazeny ve spektru vibrací. Je to nejpoužívanější analytická metoda sloužící ke kontrole technického stavu strojního zařízení. [2]



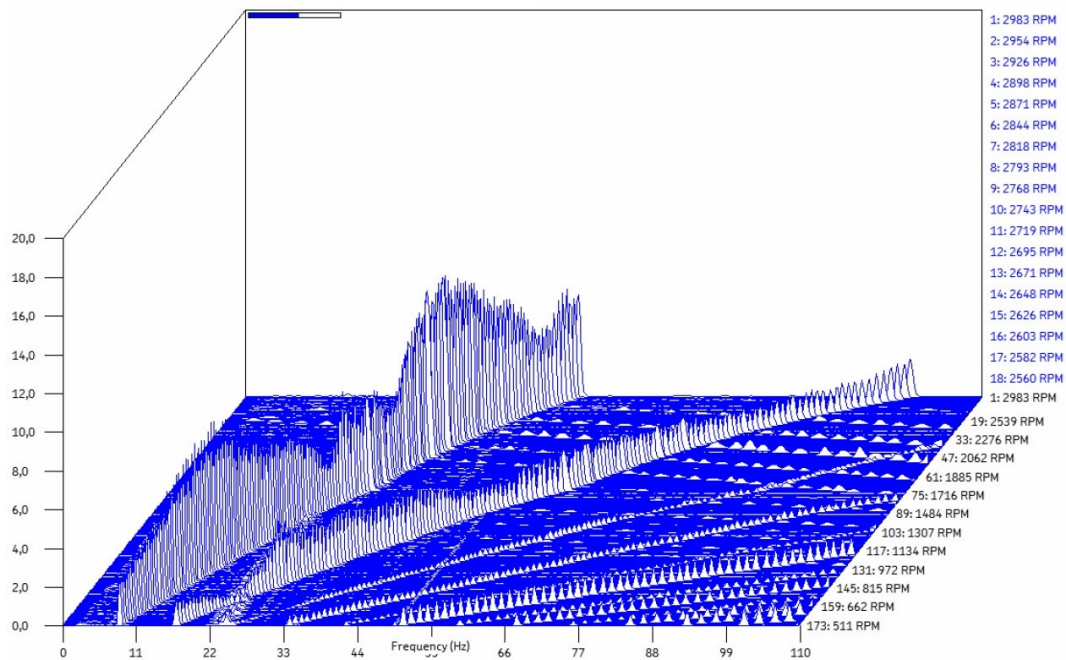
Obrázek 3 Skládání FFT spektra [11]

1.1.1.6 Frekvenční spektrum

Množství sinusových signálů pocházejících z rozložení časového signálu, kterým je přiřazena jejich vlastní amplituda. [2]

1.1.1.7 Kaskádový diagram

Kaskádový diagram (Waterfall) funguje jako seřazení množství frekvenčních spekter za sebe v průběhu času. Slouží k porovnávání vývoje poruch v ustáleném stavu na určených frekvencích nebo pro sledování změn ve spektru při přechodových dějích, jako jsou rozběh, doběh nebo změna zatížení. [8]



Obrázek 4 Kaskádový diagram [8]

1.1.1.8 Harmonické

Harmonické jsou amplitudy, jejichž frekvence odpovídá násobkům základní budící frekvence. Jejich hodnota vzhledem k budící frekvenci je základní známkou poškození. [12]

1.1.1.9 Subharmonické

Subharmonické jsou amplitudy na frekvencích vztahujících se k základní budící frekvenci, které odpovídají jejím částečným násobkům (0,5, 0,25, 0,125...). Jejich hodnota vzhledem k budící frekvenci je základní známkou poškození. [12]

1.1.1.10 Interharmonické

Jsou to amplitudy vycházející ze základní budící frekvence, jejichž hodnoty nejsou jejími celočíselnými násobky (1,5, 2,5, 3,5, ...). Jejich výskyt bývá obvykle u výraznějšího poškození. [12]

1.1.1.11 Postranní pásma

Jsou to dvě a více amplitud okolo základní nebo harmonické frekvence vyskytujících se frekvenčně nad a pod nimi. Velikost amplitud se vzdáleností od základní frekvence zmenšuje. Jejich frekvenční vzdálenost má obvykle hodnotu otáčkové frekvence dané hřídele. Značí, v jaké fázi je poškození. [12]

1.1.1.12 Špička

Špičková hodnota (Peak) vyjadřuje vzdálenost vrcholu amplitudy k nulové referenční poloze. [5]

1.1.1.13 Špička – Špička

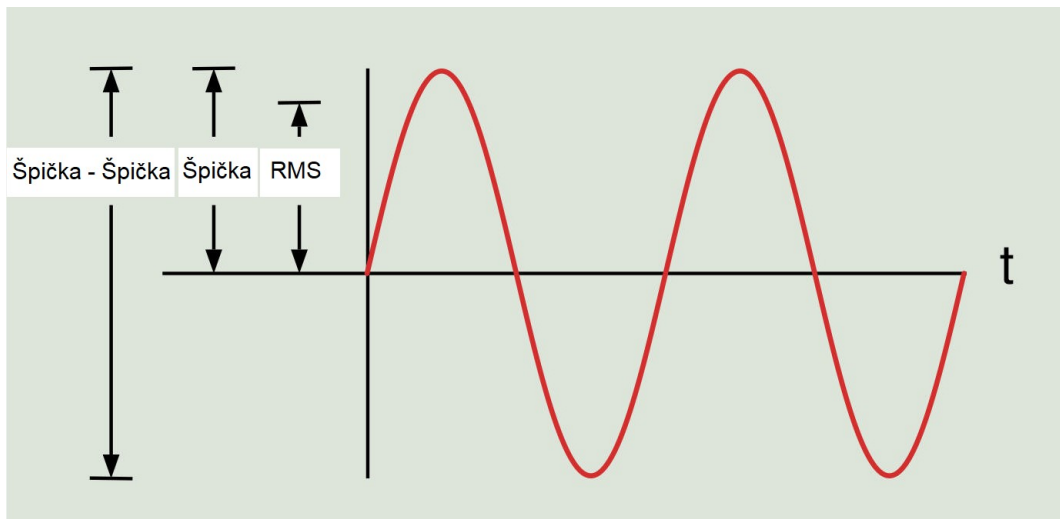
Špička – Špička (Peak to Peak) nebo také rozkmit. Vyjadřuje vzdálenost mezi dvěma vrcholy amplitudy, a to nejvyšším a nejnižším. [5]

$$\text{Špička – Špička} = 2 \times \text{Špička} \quad (1)$$

1.1.1.14 RMS

Je to matematicky odvozená hodnota získaná komparací výkonu a energií střídavého a stejnosměrného proudu. Nazývá se také jako efektivní hodnota. Ve spektru vibrací se hodnota RMS vypočítá jako druhá odmocnina součtu čtverců. [13]

$$\text{RMS} = 0,707 \times \text{Špička} \quad (2)$$



Obrázek 5 Porovnání Špička, Špička – Špička a RMS [11]

1.1.1.15 Fáze

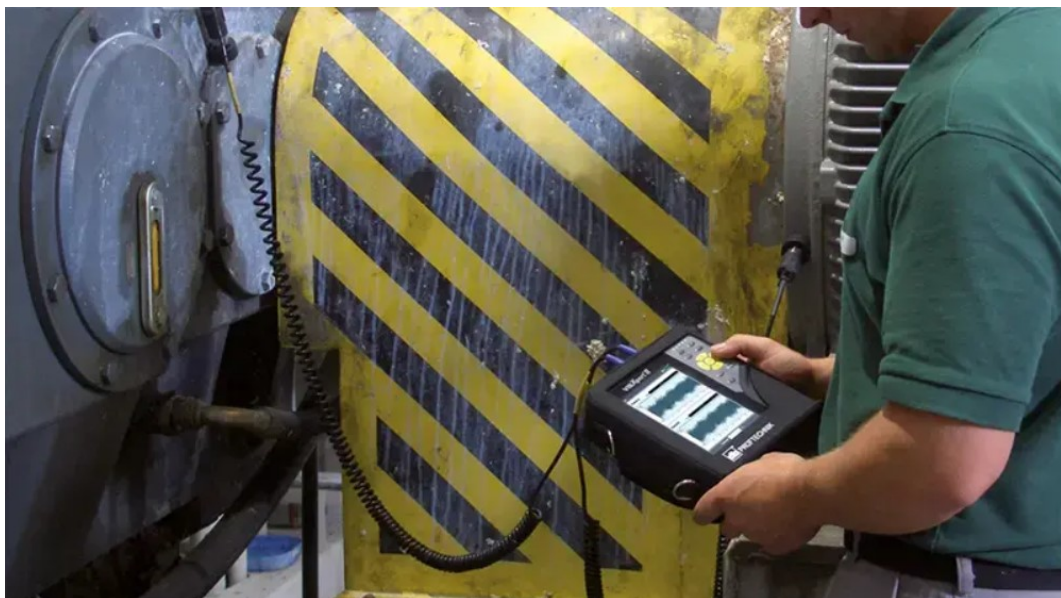
Fáze značí úhlový rozdíl mezi námi známou značkou umístěnou na rotační hřídeli a vibračním signálem hřídele. Tento vztah poskytuje užitečnou informaci o hodnotě velikosti vibrací, oběžné dráze hřídele. [5] Zjednodušeně napsáno, fáze ukazuje směr pohybu hřídele ku vztažnému bodu. [6]

1.1.1.16 Rezonance

Každý objekt má jednu nebo více rezonančních frekvencí kmitání. Tyto frekvence se také nazývají jako vlastní frekvence a udávají nám frekvenci, kdy daný stroj nebo jeho část inklinuje k vibracím. Rezonanční frekvencí obvykle bývá určité frekvenční pásmo, jehož šířka je ovlivněna tlumením. Velikost vlastní frekvence závisí na materiálu objektu, rozměrech, váze a tvaru. Při zvyšování hmotnosti rezonanční frekvence klesá. Při zvýšení tuhosti rezonanční frekvence stoupne. Rezonance vibrace nezpůsobuje, pouze je zvyšuje. [14]

1.1.1.17 Pochůzkové měření

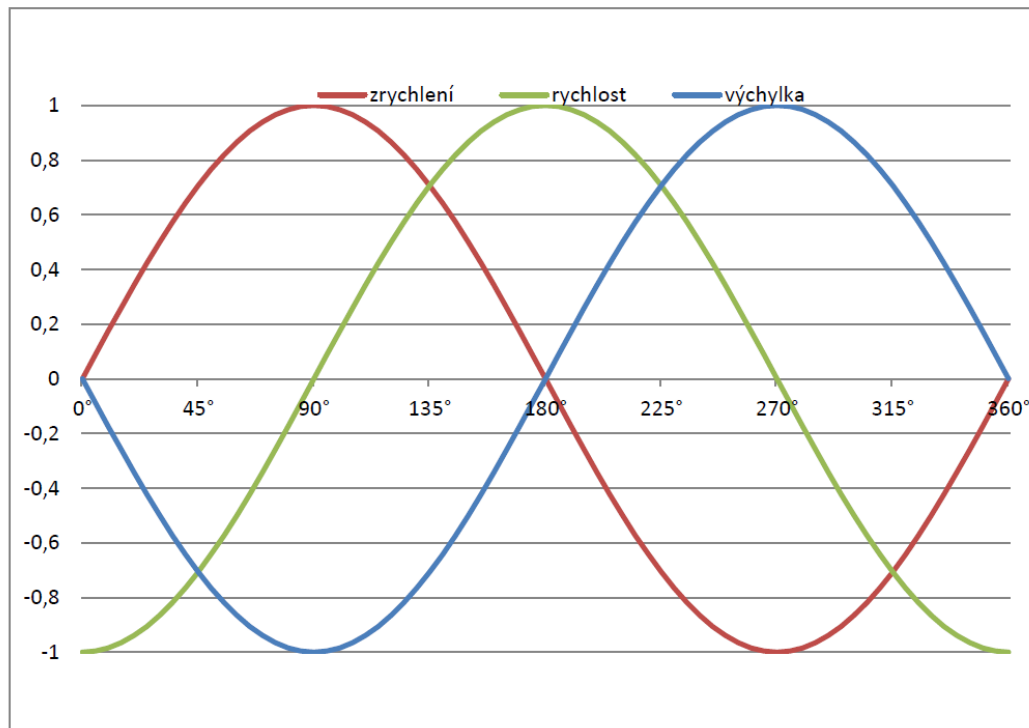
Jedná se o pravidelný proces prováděný diagnostikem, který fyzicky obchází strojový park a v periodických intervalech provádí měření na předem definovaných strojních zařízeních. Při pochůzkovém měření jsou používány vždy stejné a stejně nadefinované měřicí metody z důvodu porovnávání výsledků v průběhu času. [15]



Obrázek 6 Měření vibrací přístrojem Vibxpert II [16]

1.1.2 Veličiny

Vibrace lze chápat jako periodický vratný pohyb, a jako takový lze u něj měřit tři veličiny, které jsou výchylka, rychlost a zrychlení. Zvolení správné měřené veličiny je důležité k získání poruchové charakteristiky stroje. [17] Tyto veličiny jsou proti sobě fázově posunuty, rychlost je posunuta o 90° vůči výchylce a zrychlení je o 90° posunuto vůči rychlosti. Proto stačí znát pouze jednu měřitelnou veličinu, protože zbylé lze snadno vypočítat. [8]



Obrázek 7 Fázový posun jednotlivých veličin [2]

1.1.2.1 Výchylka

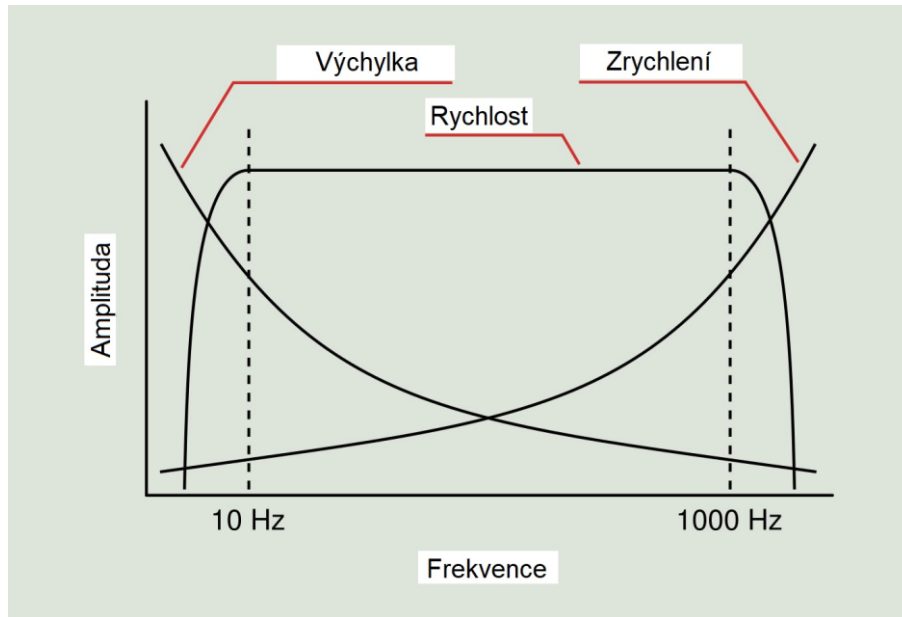
Výchylka je změna vzdálenosti nebo pozice objektu od referenční polohy. Používá se pro monitorování vibrací hřídele na strojích s kluznými ložisky. Používaná jednotka je μm . [5] Výchylka se měří v pásmu dlouhých vln, obvykle do 10 Hz. [11]

1.1.2.2 Rychlost

Rychlost chápeme jako změnu polohy v čase. Je to nejběžnější veličina pro monitorování vibrací. Užívá se pro zjišťování mechanických poruch, jako jsou nevyváženost, nesouosost, uvolnění části stroje a jiné. Udává se v jednotkách mm/s. [18] Rychlost je měřena ve středním pásmu, mezi 10 a 1000 Hz. [11]

1.1.2.3 Zrychlení vibrací

Zrychlení je používáno pro zjištění závad vyskytujících se ve vyšším frekvenčním pásmu s kmitočtem nad 1 kHz (Obrázek 8). V takto vysokých frekvencích se vyskytují poruchy valivých ložisek, ozubených převodů a problémy s mazáním. [2] Zrychlení chápeme jako změnu rychlosti v čase. Jednotky jsou m/s^2 nebo g, které je rovno jednotce gravitačního zrychlení. Platí: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. [5]



Obrázek 8 Závislost citlivosti veličin na frekvenci [11]

1.2 Princip měření vibrací

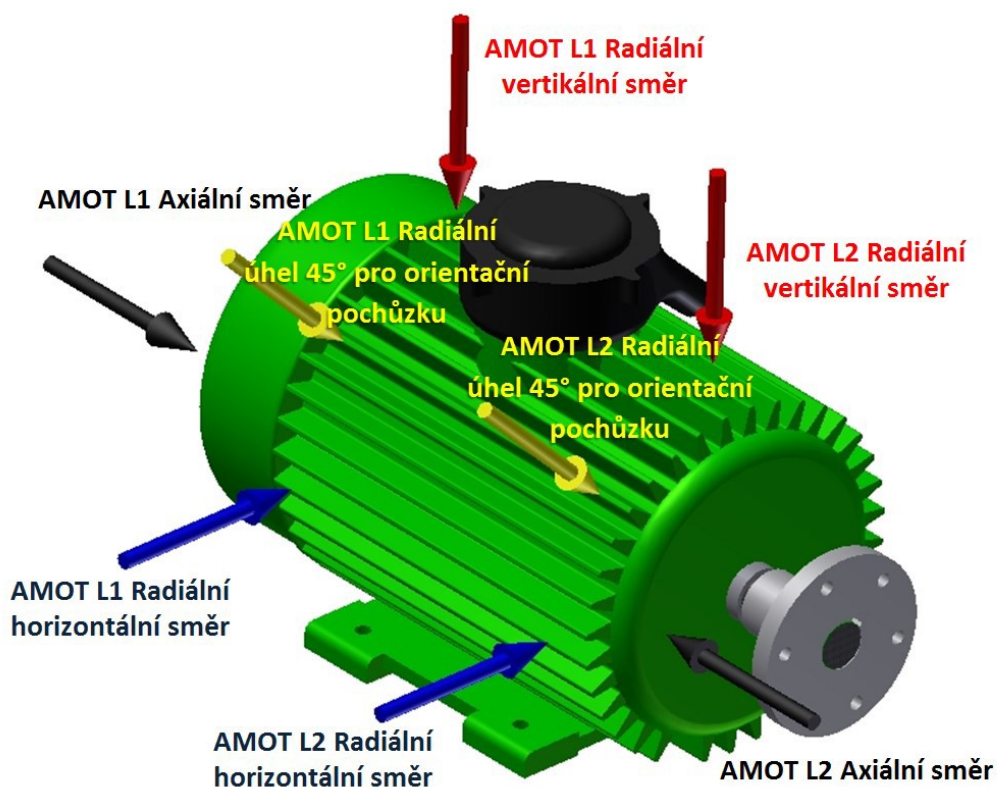
Měření a analýzu vibrací je možné, dle požadované frekvence měření nebo prioritě měřených zařízení, provádět online nebo offline. Online monitoring je metoda, při které je využíváno permanentně namontovaných snímačů pro pravidelné nebo nepřetržité monitorování technického stavu stroje. Tento způsob měření je obvykle používán u strojních zařízení s vysokou důležitostí, kde je kladen důraz na bezporuchový provoz stroje. [19] Výhody této metody jsou poskytnutí včasných a aktuálních informací o stavu stroje, větší množství měření dat, snižování nákladů údržby. [20] Offline monitoring je pravidelné měření vibrací prováděno formou pochůzky za pomoci přenosného přístroje pro měření vibrací. Vibrace jsou měřeny pravidelně s přesnou časovou prodlevou, která je určena dle priority kontroly strojního zařízení. Měření se provádí na všech strojích zavedených v pochůzce, bez ohledu na technický stav, v jakém se nachází. [19] Měření vibrací by mělo probíhat vždy na stejně zvolených místech a vždy při stejných podmínkách. Podmínkami jsou myšleny otáčky a zatížení stroje. [2]



Obrázek 9 Online monitorovací zařízení VIBRONET [16]

1.2.1 Měřená místa

Vhodná měřicí místa by měla být volena tak, aby výsledky měření nebyly zkreslené, co nejpřesněji zobrazovaly skutečné kmitání stroje a bylo tak možné přesně diagnostikovat jeho technický stav. Místa měření by měla být volena co nejbližší jednotlivým ložiskům a s ohledem na šíření signálu. Na zvoleném místě musí být umožněno bezpečné měření s dostatečným odstupem od rotujících částí. Snímač nesmí být připevněn na znečištěné nebo lakované ploše. Měření nesmí probíhat na krytech a na přechodech mezi materiály, měření by mělo probíhat přímo na konstrukční části daného stroje, která je v přímém styku s měřeným ložiskem. [2] Pozice měření, pokud je to možné, by měly být stanoveny ve třech základních směrech, a to v horizontálním, vertikálním a axiálním. V horizontálním směru obvykle stroje vykazují největší vibrace, protože stroj je obecně v horizontální rovině pružnější. Vertikální směr vykazuje nižší hodnotu vibrací než horizontální směr. Je to dáno způsobem upevnění stroje a gravitací. Axiální směr by měl v ideálním případě vykazovat jen velmi malé vibrace, protože většina sil působí kolmo na osu hřídele. Vibrace v axiálním směru mohou být způsobené nesouosostí nebo ohnutou hřídelí. [5] Pro pochůzkové měření je možné použít radiální směr pod úhlem 45 °. [2]

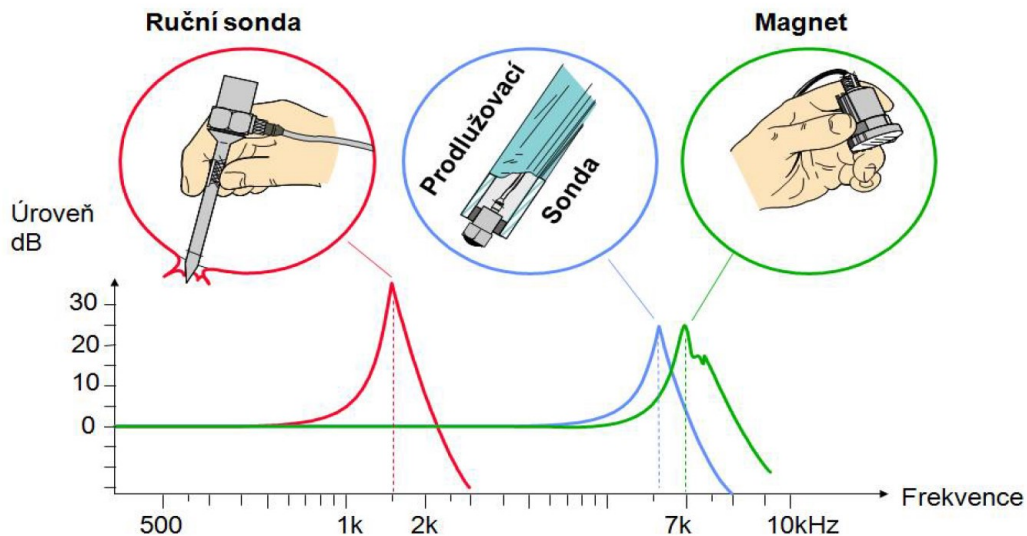


Obrázek 10 Pozice měření vibrací [2]

1.2.2 Upevnění snímačů

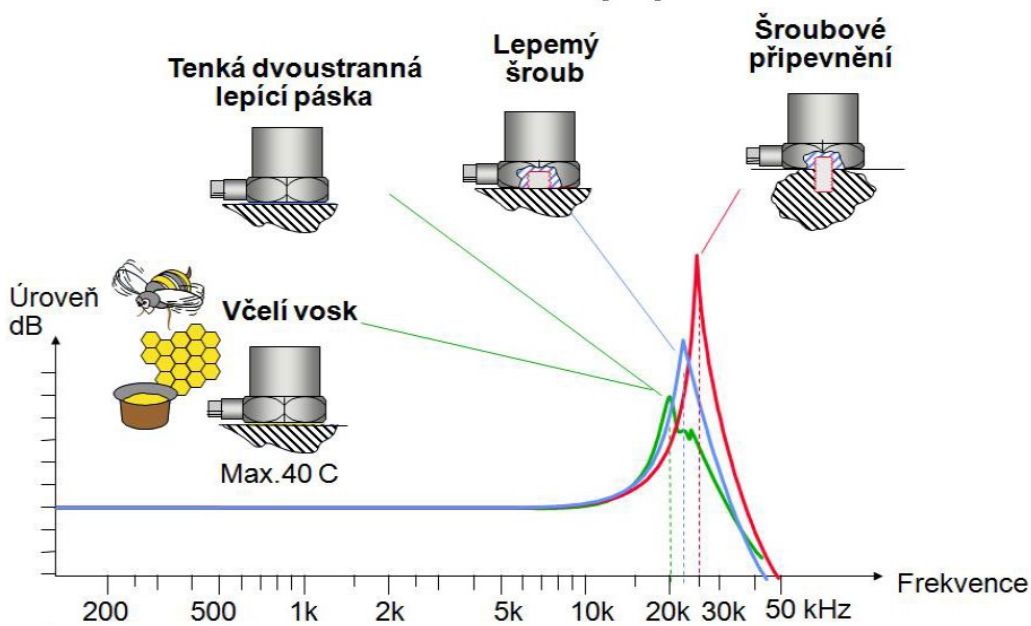
Upevnění snímačů pro měření výrazně ovlivňuje měřený frekvenční rozsah. Jednoduše vysvětleno, způsob upevnění snímače ke stroji rozhoduje, jaká je nejvyšší frekvence, kterou je možné změřit bez toho, aniž by byly výsledky zkreslené rezonancí. Nejvýrazněji výkon snímače vibrací ovlivňuje měření ruční sondou, a to jen do 1 kHz. Při upevnění snímače za použití magnetu snižuje jeho výkon na 7 kHz. Snímač přilepený měkkým epoxidovým lepidlem má snížený výkon na 8 kHz. Přilepený tuhým lepidlem na 28 kHz. Pouze u pevného šroubového spoje nedochází ke snížení výkonu snímače. [2]

Montáž akcelerometrů - přidržení rukou



Obrázek 11 Typy přiložení snímačů a jejich rezonanční frekvence [21]

Montáž akcelerometrů - připevňování



Obrázek 12 Typy montáže snímačů a jejich rezonanční frekvence [21]

1.3 Metody vyhodnocování vibrací

Pro měření a vyhodnocení vibrací je nejpoužívanějším nástrojem analýza FFT spektra. Kromě této existují také jiné analytické a trendové metody. Některé z nich budou v následujících kapitolách představeny. [22]

1.3.1 Celková mohutnost vibrací

Celková mohutnost vibrací představuje souhrn naměřené vibrační energie v definovaném frekvenčním rozsahu. Zaznamenáním odchylky od referenční hodnoty je náznak, že existuje abnormalita, která tento nárůst způsobuje. [13] Výhodou této metody jsou nízké náklady na požadované měřicí přístroje a rychlost vyhodnocení naměřených dat. Nevýhodou je možnost zkreslení měřených hodnot z důvodu působení jiných zdrojů vibrací a zhoršená lokalizace příčiny vibrací. Měření celkové mohutnosti vibrací se provádí ve třech směrech, axiálním, horizontálním a vertikálním. Vyhodnocení se provádí za pomoci trendu naměřených veličin a jejich srovnáním s definovanými alarmy dle normy ČSN ISO 10816. [3]

Norma ČSN ISO 10816-3 slouží k vyhodnocování mohutnosti vibrací soustrojí s výkonem nad 15 kW měřených na ložiskových stojanech, ložiskách nebo tělesech strojů, za ustálených podmínek. Frekvenční rozsah je nastaven v závislosti na otáčkách od 2 Hz do 1000 Hz nebo od 10 Hz do 1000 Hz. Dle výkonu a konstrukce stroje je zvolena jedna z vyhodnocovacích skupin, na jejímž základě bude probíhat vyhodnocení. [23]

ISO 10816-3	Skupina 1		Skupina 2	
Typ stroje	Velké stroje 300kW < P < 50MW		Středně velké stroje 15kW < P < 300kW	
	Motor H > 315mm		Motor 160mm < H < 315 mm	
Základ	Pružný	Pevný	Pružný	Pevný
Rychlost V_{eff} mm/s rms	11,0	D	D	D
	7,1	C	C	D
10-1000 Hz r>600 rpm	4,5	B	B	C
	3,5	B	B	C
2-1000 Hz 120<r<600 rpm	2,8	B	B	C
	2,3	A	A	C
	1,4	A	A	C

A Nově přijímané stroje
 B Neomezený dlouhodobý provoz
 C Omezeně dlouhý provoz
 D Riziko poškození

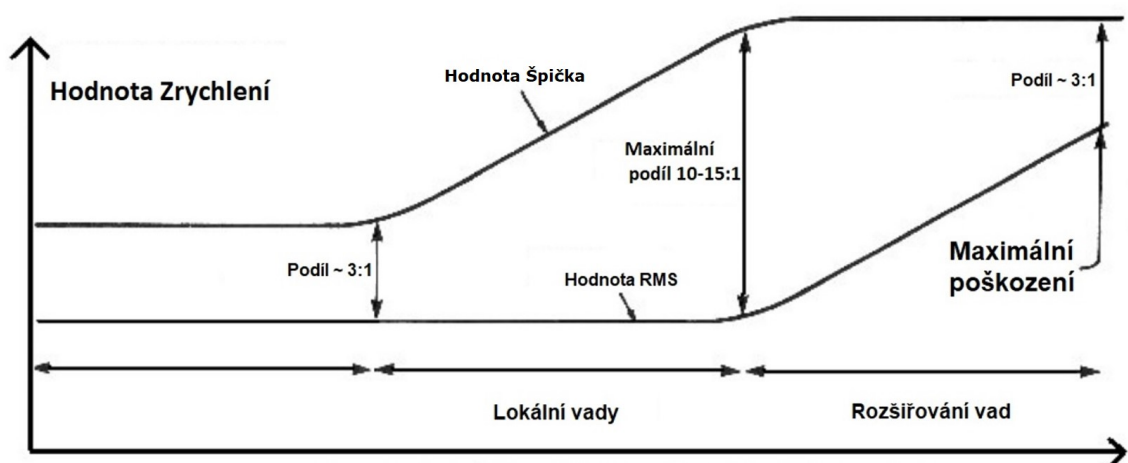
©PRÜFTECHNIK AG

Obrázek 13 Tabulka vytvořená dle normy ISO 10816-3 [24]

1.3.2 Crest Factor

Jedná se o další vyhodnocovací nástroj pomocí celkových hodnot a trendování v čase. Měří se zrychlení vibrací v pásmu od 10 Hz do 10 kHz. Zkoumá se poměr mezi hodnotou Špičky a RMS. [12] Metoda určená pro analýzu poškození ložiska. Při výskytu prvních malých defektů na oběžných drahách ložiska vznikají vysokofrekvenční vibrační impulsy, které je možné zachytit. Vzhledem k vysoké frekvenci signálu je vliv na hodnotu RMS minimální, protože tento parametr je ovlivňován více nízkofrekvenčními složkami signálu než vysokofrekvenčními, a to i přes to, že úroveň špičkového signálu (Peak) roste. Crest Factor nebo jinak také součinitel výkmitu dokáže včas detekovat poruchy valivých ložisek a sledovat jejich vývoj. [25] Na obrázku 25 je znázorněn typický trend, kdy je v začátcích poškození ložiska poměr Špičky a RMS neměnný. Při zvyšujícím se poškození se v ložisku generují rázy, které ovlivňují hodnotu Špičky, ale ne hodnotu RMS. Hodnota součinitele výkmitu narůstá. Při dalším poškození ložiska vznikají další rázy, které začínají mít vliv i na hodnotu RMS, ale na hodnotu špičky mají už jen nepatrný vliv. Hodnota součinitele výkmitu klesá na původní hodnotu. V tomto okamžiku je ložisko v poslední fázi své životnosti. Výhody této metody jsou jeho jednoduchost a ekonomická nenáročnost. Nevýhodou je možnost ovlivnění výsledných hodnot od jiných zdrojů a nepřilíš detailní informace o technickém stavu ložiska. [2]

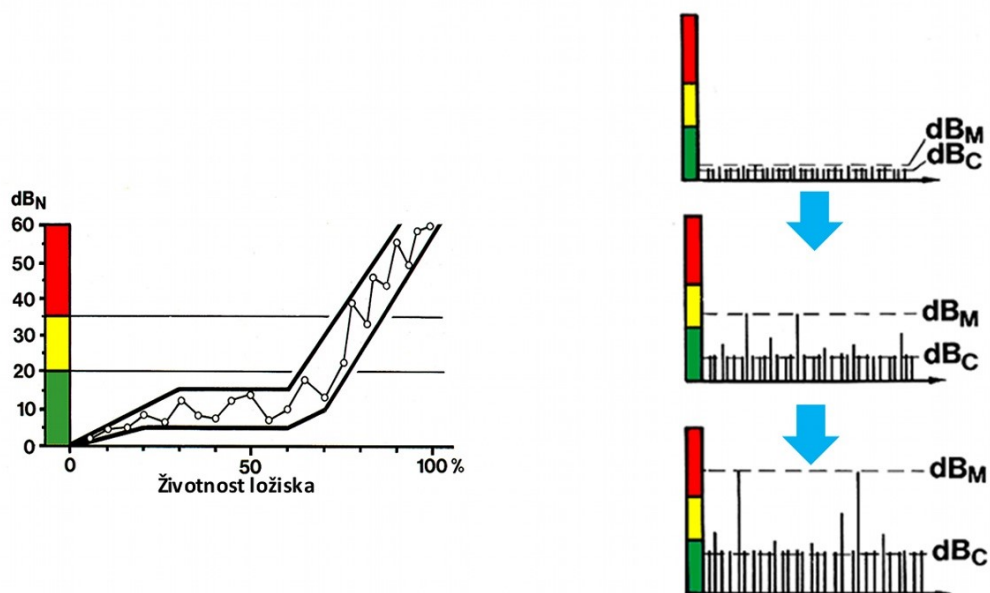
$$\text{Crest Factor} = \frac{\text{Špička}}{\text{RMS}} \quad (3)$$



Obrázek 14 Vývoj poškození ložiska při použití metody Crest Factor [25]

1.3.3 SPM dBm/dBc

Metoda rázových pulzů (Shock Pulse Method) je jednoduchá metoda zhodnocení technického stavu valivého ložiska. „Po celou dobu své životnosti generují ložiska rázy na rozhraní mezi zatíženým valivým elementem a valivou dráhou. Tyto rázy „rozezvoní“ snímač rázových pulzů, který na výstupu dává elektrické pulzy úměrné velikosti rázů. Na rozdíl od snímačů vibrací snímač rázových pulzů reaguje na své pečlivě laděné rezonanční frekvenci 32 kHz, což umožňuje kalibrované měření amplitud rázových impulsů.“ Signál ze snímače je následně demodulován a výsledkem jsou dvě hodnoty dBm (decibel max), což je maximální hodnota špiček rázových pulsů a dBc (decibel carpet), která je nazývána jako kobercová. Vyhodnocení probíhá jednoduše pomocí stavového semaforu (Obrázek 15) a zároveň se hlídá vzdálenost mezi hodnotami dBc a dBm. Příliš malá vzdálenost může ukazovat na nedostatečné mazání ložiska a velká vzdálenost vznik lokálních vad. Pro vyhodnocení je důležité znát vnitřní průměr ložiska (mm) a otáčkovou rychlost (ot/min). [26] Tuto metodu je možné využít u všech typů valivých ložisek na rotačních strojích. Hlídaní stavu ložiska za použití této metody dává dostatečné informace o opotřebení, chybné montáži nebo nesprávnému mazání. [27]



Obrázek 15 Průběh SPM [26]

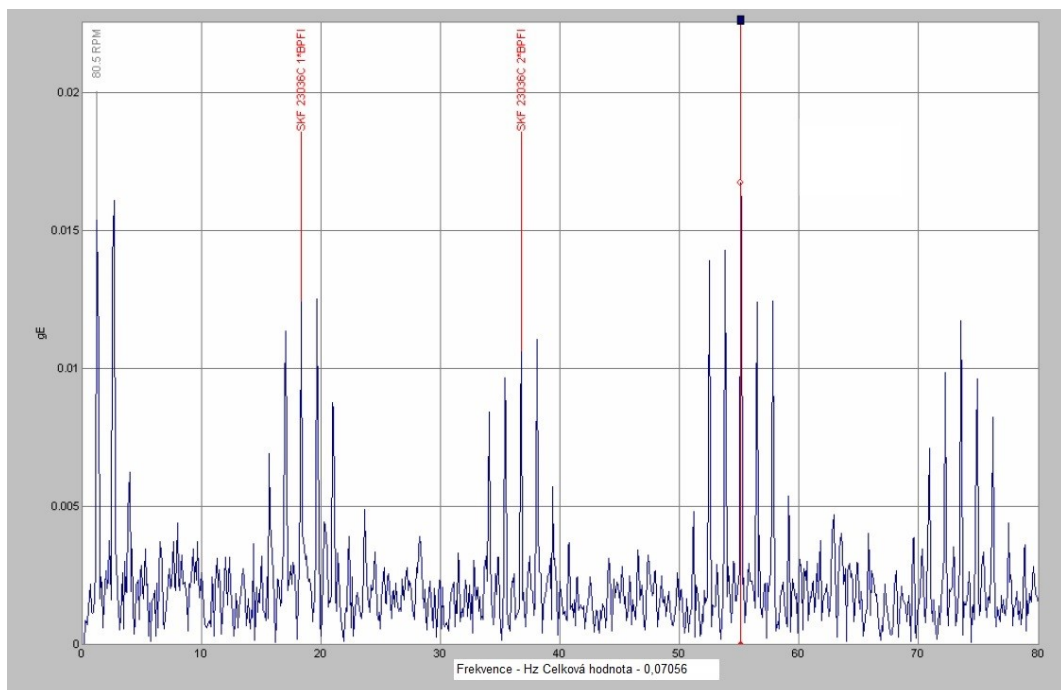
1.3.4 Analýza FFT spektra

Vibrační FFT spektrum (Fast Fourier Transform) je neuvěřitelně účinný nástroj pro analýzu vibrací. Pokud se na měřeném stroji vyskytuje nějaký problém, FFT spektra pomáhají určit

zdroj a příčinu problému. FFT spektra umožňují analyzovat amplitudy kmitů různých komponentů. Tímto způsobem je možné identifikovat a sledovat chvění vyskytující se ve specifických frekvencích. Od doby, kdy se zjistilo, že specifické poškození strojů generují vibrace na určitých frekvencích, je možné za pomoci této informace diagnostikovat příčinu nadměrných vibrací. [28]

1.3.5 Obálková metoda

Obálkové spektrum (Envelope) na obrázku 16 má stejný vzhled jako běžné frekvenční spektrum, pouze nám poskytuje rozdílné informace. Obálkové spektrum není citlivé na sinusový pohyb jako běžné frekvenční spektrum. Měřenou veličinou je zrychlení, ale signál je zpracováván jinak než při běžném měření vibrací. Při zpracování signálu se metoda zaměřuje na rázy od valivých elementů, které jsou u běžného frekvenčního spektra zanedbány. Pokud se rázy vyskytují v pravidelném časové periodě, pak jej obálková metoda převede na příslušnou frekvenci a posouzena bude i intenzita dopadů. Tato metoda je důležitá pro diagnostiku vad valivých ložisek. [6]

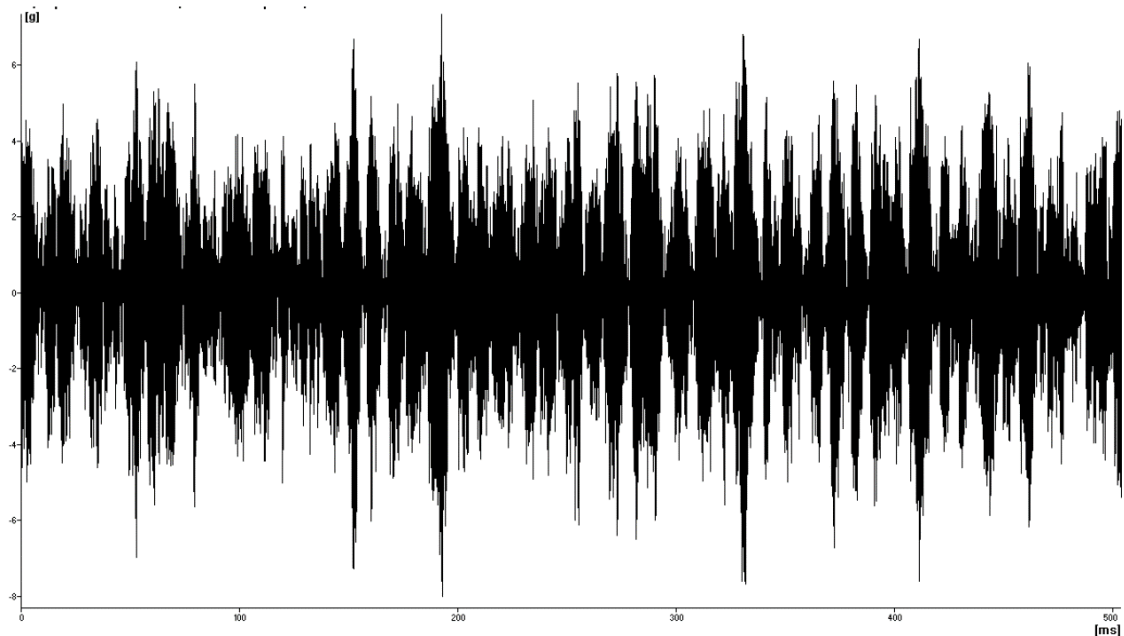


Obrázek 16 Obálkové spektrum poškozeného ložiska [8]

1.3.6 Analýza časového průběhu signálu

Časová analýza (Time domain analysis) je pozorování, co se stane se sledovaným parametrem v průběhu času. [29] Tato metoda není příliš využívána, přestože je schopna poskytnout velké množství informací o stavu stroje. Touto metodou lze získat informace o

problémech stroje, které jsou ve frekvenčních spektrech špatně vyhodnotitelné. Lze použít pro diagnostiku poškození valivých ložisek, prasklých nebo poškozený zubů, i u strojů, které pracují při nízké otáčkové rychlosti. [30]



Obrázek 17 Průběh časového signálu zrychlení [30]

1.3.7 Modální analýza

Je to metoda sloužící k analýze vlastních frekvencí jednotlivých částí stroje. Metoda je významná z důvodu zjištění modálních frekvencí částí stroje, jejich náchylnosti na rezonanci s budícími frekvencemi, a tím i detekci nadměrných vibrací strojního zařízení. Tato metoda je použitelná pro téměř všechny strojní konstrukce, její provedení je však zdlouhavé a poměrně složité. Provedení modální analýzy spočívá v působení vnějšího buzení rázovým kladívkem a následným zachycením této odezvy. [31]



Obrázek 18 Provedení modální analýzy [32]

2 DIAGNOSTIKA ELEKTROMOTORŮ A PŘEVODOVEK

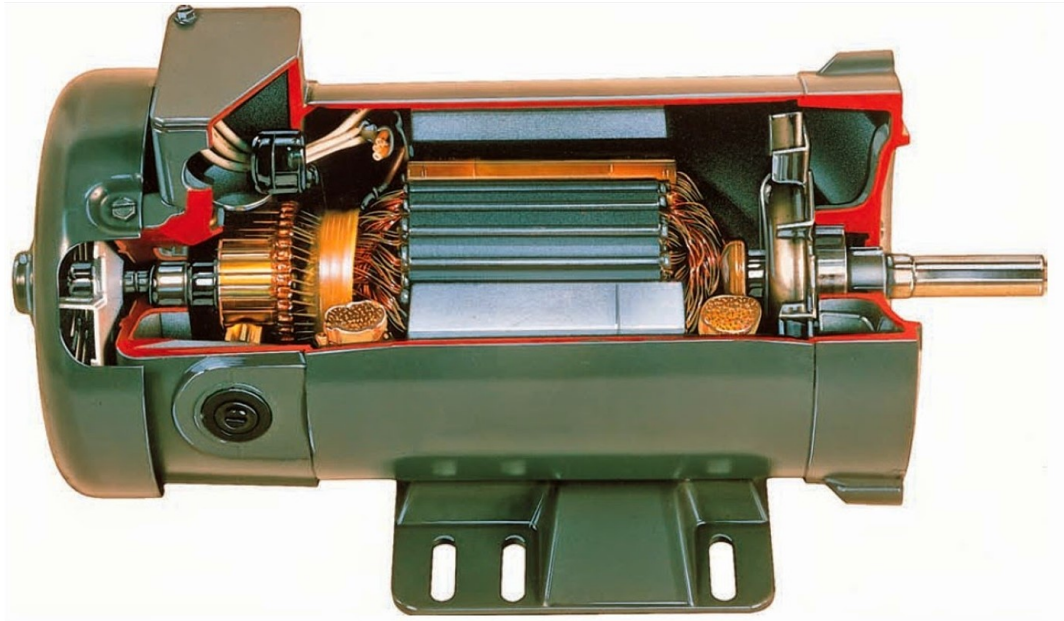
Tato práce je zaměřena na vibrodiagnostiku motorů, převodovek a jejich ložisek. V předešlé části byly popsány základní principy vibrodiagnostiky. Následující část bude zaměřena na základní charakteristiku motorů, převodovek a jejich ložisek. Budou popsány nejčastější závady těchto strojů a jejich výskyt ve vibracích.

2.1 Elektromotory

Elektromotory jsou v současné době nejpoužívanějším typem průmyslového pohonu. [8] Fungují na principu vzájemné interakce magnetických polí statoru a rotoru. Tyto dvě magnetické pole se vzájemně přitahují i odpuzují tak, že způsobují otáčení rotoru. [33]

2.1.1 Stejnoseměrné komutátorové elektromotory

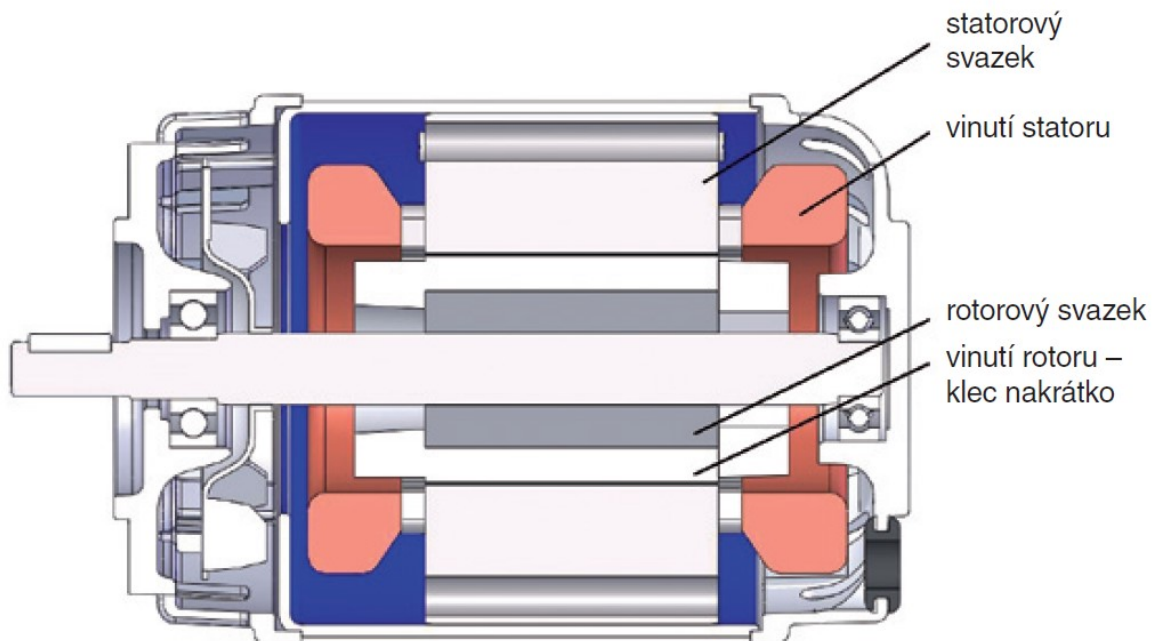
Jedná se o stroj, který je poháněn stejnosměrným proudem. Stator je tvořen po obvodu rozmístěnými cívkami nebo elektromagnety se střídavou polaritou, které vytvářejí magnetické pole motoru. Stator je tvořen vnutím v drážkách, které jsou umístěny po obvodu rotoru a komutátorem, který má po svém obvodu rozmístěny vzájemně izolované lamely. Konce vnutí jsou spojeny s jednotlivými lamelami komutátoru. Do komutátoru se přivádí stejnosměrný proud skrz grafitové kartáče (uhlíky) umístěné na statoru. Kartáče se dotýkají vždy jen jedné lamely, na kterou skrze ně a následně do připojené cívky prochází proud. Tato cívka nacházející se v magnetickém poli statoru generuje vlastní magnetické pole. Vzájemnou interakcí obou magnetických polí se rotor otáčí. [34]



Obrázek 19 Stejnoseměrný komutátorový motor [35]

2.1.2 Asynchronní elektromotory

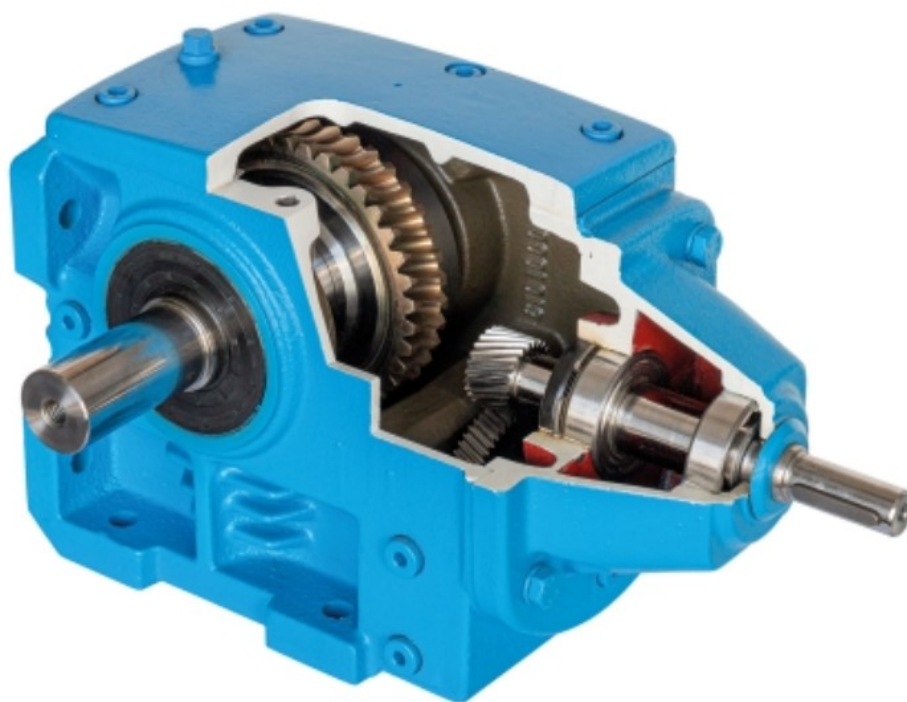
Jsou to stroje poháněné střídavým napětím. V současné době patří mezi nejpoužívanější elektrické pohony v průmyslu. Většinou jsou napájeny třífázovým napětím. Jsou to stroje nenáročné na údržbu, jejichž životnost je omezena pouze trvanlivostí ložisek. Princip funkce asynchronního motoru spočívá v rozdílu otáčivé rychlosti magnetického pole statoru a rychlosti otáčení rotoru. Rozdíl mezi těmito otáčkami se nazývá skluz. Pokud se zvýší zatížení rotoru, sníží se otáčky rotoru a skluz se zvětšuje. [34]



Obrázek 20 Asynchronní elektromotor [34]

2.2 Převodovky

Jsou to mechanická zařízení používaná ke zvýšení výstupního točivého momentu nebo ke změně otáček. Hřídel motoru je připojen k jednomu konci převodovky a prostřednictvím vnitřní konfigurace soustavy ozubených převodů poskytuje daný výstupní točivý moment a otáčky určené převodovým poměrem. Převodovku můžeme definovat jako mechanickou jednotku nebo součást skládající se z řady integrovaných ozubených kol uložených v jedné skříni. Převodovky pracují jako systém ozubených kol měnící kroutcí moment a rychlost otáček mezi hnacím a hnaným zařízením. Ozubených převodů může být vícero typů, od kuželových ozubených kol a spirálových kuželových ozubených kol až po šneková kola a další, jako jsou planetová ozubená kola. Ozubená kola jsou namontována na hřídelích, které jsou uloženy v ložiscích. Převodovka je mechanická metoda přenosu energie z jednoho zařízení do druhého a používá se ke zvýšení točivého momentu při současném snížení rychlosti. Převodovky se používají v mnoha aplikacích, včetně obráběcích strojů, průmyslových zařízení a dopravníkových pásů. Jejich využití je prakticky u jakékoli aplikace pro přenos výkonu rotačním pohybem, které vyžadují změny požadavků na točivý moment a otáčky. [36]



Obrázek 21 Řez převodovkou s čelními a šnekovým kolem [37]

2.3 Ložiska

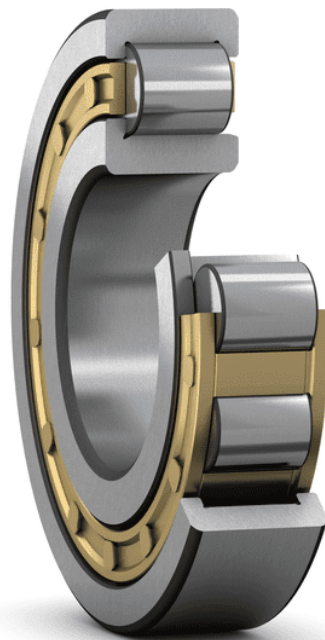
Ložisko je prvek stroje s omezeným pohybem a používá se ke snížení tření mezi vzájemně se pohybujícími částmi stroje. Jeho hlavními funkcemi jsou přenos zatížení, podpora rotujících částí stroje, jako jsou hřídele a snížení tření mezi pohyblivými částmi stroje. Dle konstrukce můžeme ložiska rozdělit na kluzná a valivá. [38]

2.3.1 Kluzná ložiska

Jsou to konstrukčně jednoduché části strojů určené k přenášení otáčivého pohybu, schopné snášet značné rázy. Hlavní částí kluzných ložisek je pouzdro (dutý válec), které je pevně uloženo v nosné části stroje. Pouzdro je část, ve které je vložen čep hřídele, ten se v něm může otáčet. Pouzdro může být z jednoho kusu materiálu nebo dělené. Mezi pouzdrem a čepem musí být vrstva maziva (plastické mazivo, olej), která snižuje jejich vzájemné tření. Pro správnou funkci a dlouhou životnost ložiska je nutné dobré mazání. Dle tvaru uložení kluzných ploch můžeme dělit tato ložiska na válcová, kuželová, kulová a další. Dle přenášené síly na radiální, axiální a radiálně axiální. [39] Výhody těchto ložisek jsou nízké náklady na výrobu, nezabírají příliš mnoho místa, disponují vlastnostmi pro tlumení vibrací a dokážou odolávat značnému dynamickému zatížení. Nevýhodou je produkce značné tepelné energie a při usazení hřídele přímo do pouzdra i poškození části stroje. [38]

2.3.2 Valivá ložiska

Valivá ložiska podpírají a vedou pohyb rotační části stroje. Jejich výhodou jsou minimální tření a značná přesnost, díky čemuž umožňují přenos vysokých otáček při nízké hlučnosti. Valivá ložiska jsou většinou tvořena ze čtyř základních částí. Vnějšího kroužku, vnitřního kroužku, valivých elementů a ložiskové klece. Jeden z kroužků, vnitřní nebo vnější, se otáčí kolem osy rotace, zatímco druhý je pevně uložen a nevykonává žádný pohyb. Mezi kroužky jsou v oběžných drahách dokola uloženy valivé elementy, které se odvalují po oběžných drahách, a tím zajišťují rotační pohyb jednoho kroužku vůči druhému. Valivé elementy by se neměly vzájemně dotýkat. Pro udržení jejich vzájemné, rovnoměrné distance slouží ložisková klec. Dle způsobu zatížení se valivá ložiska dělí na radiální, axiální a kombinovaná. Dále na ložiska s bodovým nebo čarovým stykem, a to dle použitých valivých elementů. [40]



Obrázek 22 Řez částmi valivého válečkového ložiska [41]

2.4 Závady motorů a jejich detekce

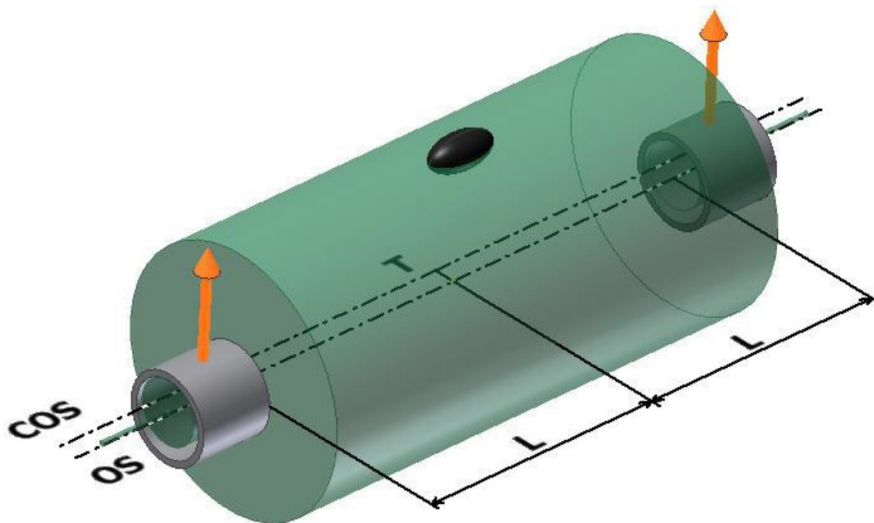
Chvění elektromotoru může být buzeno mechanicky nebo elektromagneticky. Mechanickým buzením jsou myšleny nevyváženosti rotujících částí stroje, nesouosost motoru a převodovky nebo také valivá ložiska. Elektromagnetické buzení je nejčastějším zdrojem vibrací u elektromotoru a je způsobeno vibracemi kostry nebo jinou částí. Příčinou kmitání kostry je působení elektromagnetických sil. [22]

2.4.1 Nevyváženost rotoru

Patří k nejčastěji se vyskytujícím zdrojům vibrací u rotačních strojů. Způsobuje mechanické kmitání, které pak nadměrně namáhá celý stroj. [10] Je způsobena přebytkem, nebo naopak chybějící hmotou mimo osu rotace rotoru. U nevyváženého rotoru můžeme vzít v úvahu dvě osy. První z nich je osa rotace (OS), kolem které se otáčí rotor a je pevně dána polohou v ložiskách. Obvodová rychlost geometrických bodů v ose tělesa je rovna nule. Druhá je centrální osa setrvačnosti (COS), kterou je možné charakterizovat jako osu, okolo které by hřídel nebo jiná součást rotovala v případě, že by došlo k jejímu kompletnímu uvolnění. [12]

2.4.2 Statická nevyváženost

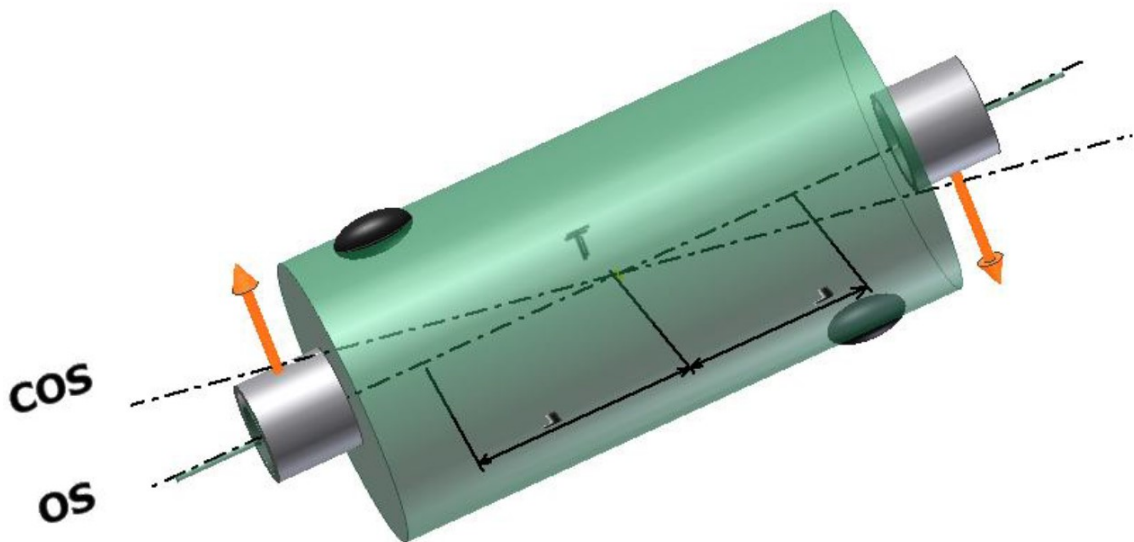
Statická nevyváženost nastává, pokud OS je rovnoběžná s COS. Vyskytuje se ve výjimečných případech, kdy průměr rotoru dalece převyšuje jeho tloušťku, například rotující desky, brusné nebo řezné kotouče a podobné. [10]



Obrázek 23 Statická nevyváženost [30]

2.4.2.1 Momentová nevyváženost

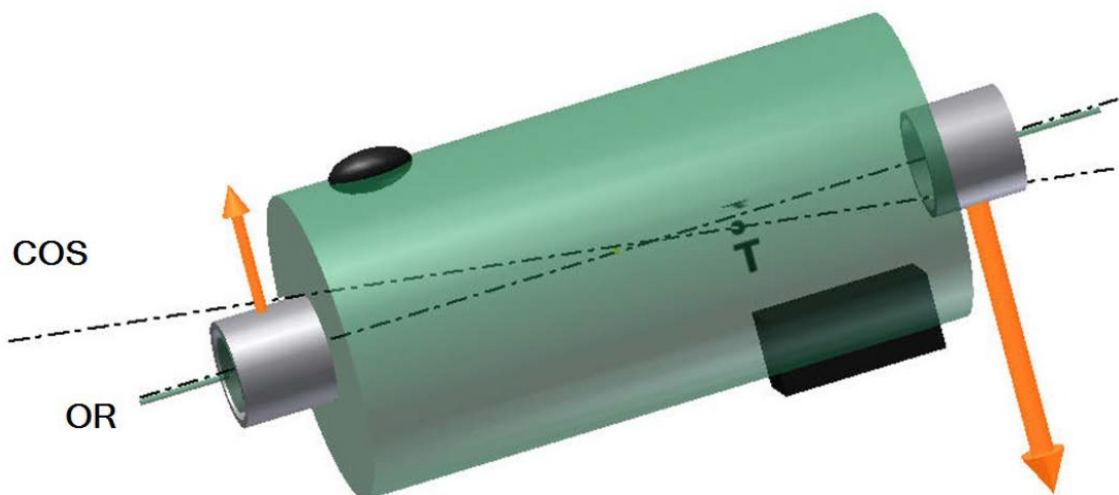
Momentová nevyváženost se vyskytuje, pokud OS a COS nejsou rovnoběžné. K průtnutí os dochází v těžišti rotoru. Rotor s momentovou nevyvážeností je v klidovém stavu vyvážen, to znamená, že v klidové poloze je vyvážen a nedochází k jeho přetočení. Nevyváženost se projeví rozpoříváním rotoru (vznik momentu). [10]



Obrázek 24 Momentová nevyváženost [30]

2.4.2.2 Dynamická nevyváženost

V praxi nejčastěji se vyskytující typ nevyváženosti. Je to kombinace statické a dynamické nevyváženosti. Osy OS a COS nejsou vzájemně rovnoběžné a k jejich protnutí dochází mimo těžiště rotoru. [10]

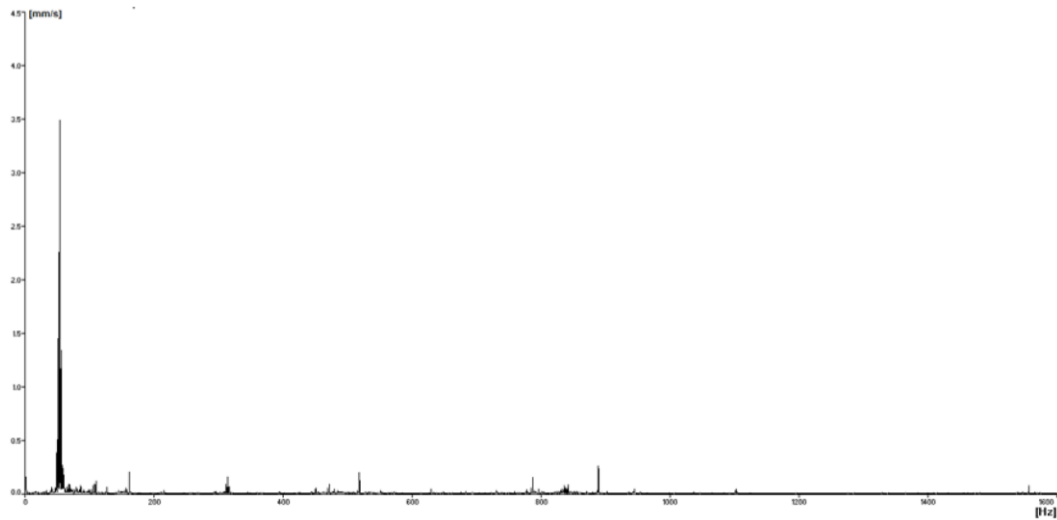


Obrázek 25 Dynamická nevyváženost [30]

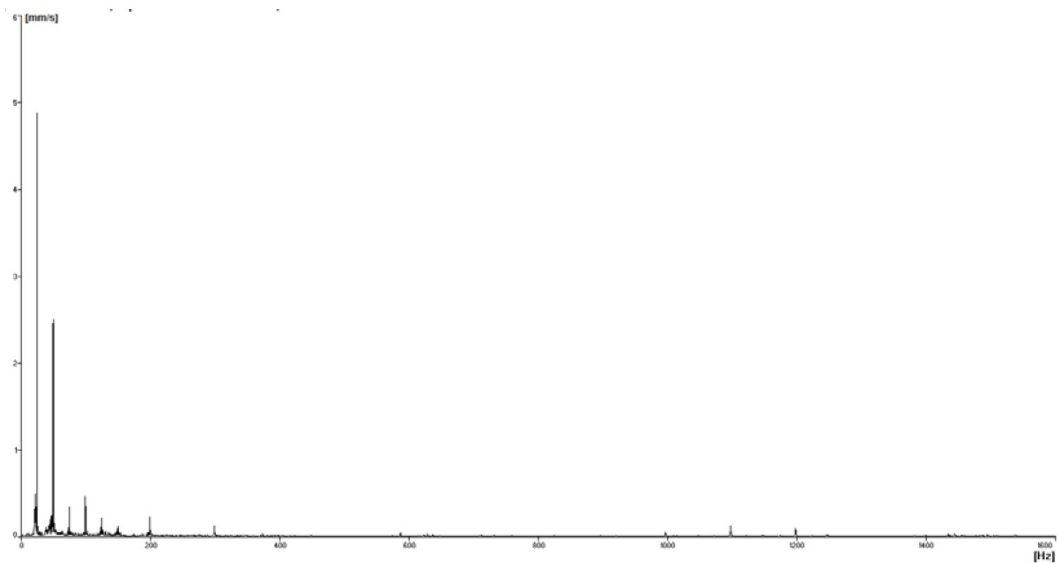
2.4.2.3 Detekce nevyváženosti ve frekvenčním spektru

Ve frekvenčním spektru vibrací má nevyváženost rotoru velmi jednoduchý projev. Všechny tři typy nevyvážeností ve frekvenčním spektru vykazují dominantní amplitudu na rotorové

frekvenci stroje. Harmonické frekvence se vyskytují pouze při vysoké nevyváženosti motoru nebo vůli v ložiskách. [10]



Obrázek 26 Typické spektrum statické a momentové nevyváženosti [10]



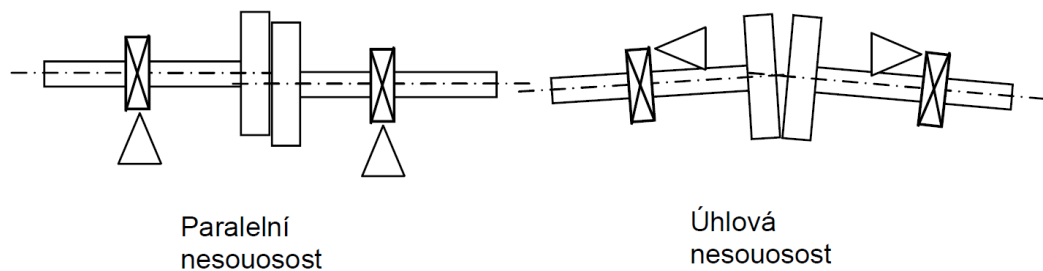
Obrázek 27 Typické spektrum dynamické nevyváženosti [10]

2.4.3 Nesouosost

Nesouosost vzniká v případě, že dva hřídele, které jsou navzájem spojeny, mají každý svoji vlastní osu rotace. [12] Je to jedna z nečastějších závad rotačních strojů a je způsobena nesprávným, vzájemným ustavením strojů. Nesprávné ustavení má za následek zvýšení příkonu stroje, zhoršení jeho výkonu, zvýšení hluku, vibrací a opotřebování ložisek. [8] V praxi bývají typy nesouosostí většinou kombinované. [12]

2.4.3.1 Typy nesouosostí

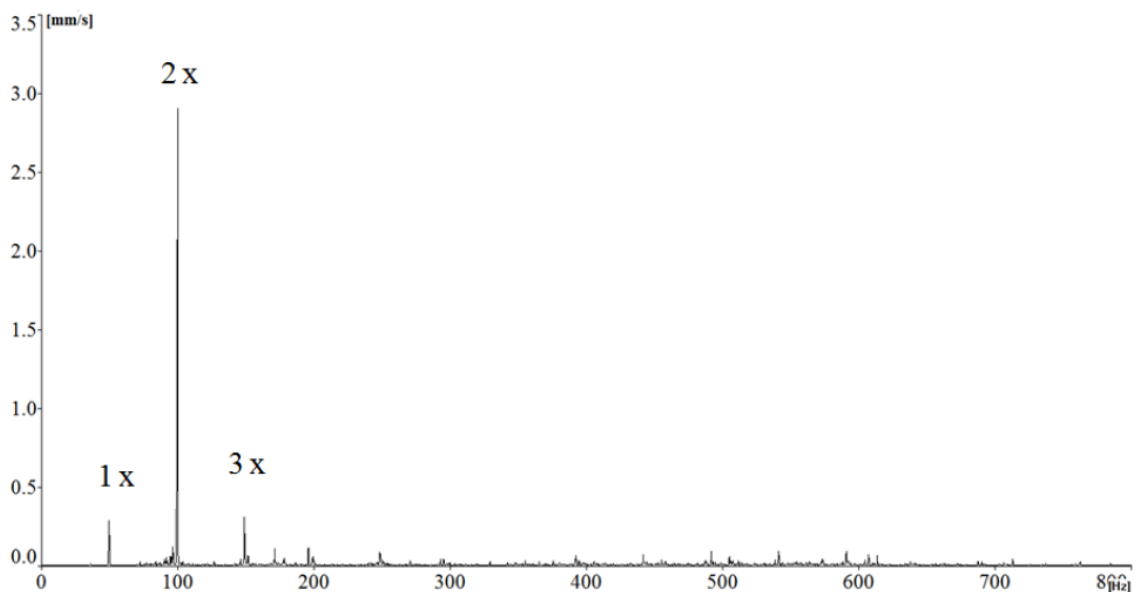
Nesouosost hřídelí můžeme rozdělit na paralelní a úhlovou. V praxi se nejčastěji vyskytuje jejich kombinace. Paralelní nesouosost nastává v případě, že máme osy rotací hřídelí vzájemně rovnoběžné. Úhlová nesouosost nastává, když osy rotací hřídelí nejsou rovnoběžné, ale vzájemně se kříží. [12]



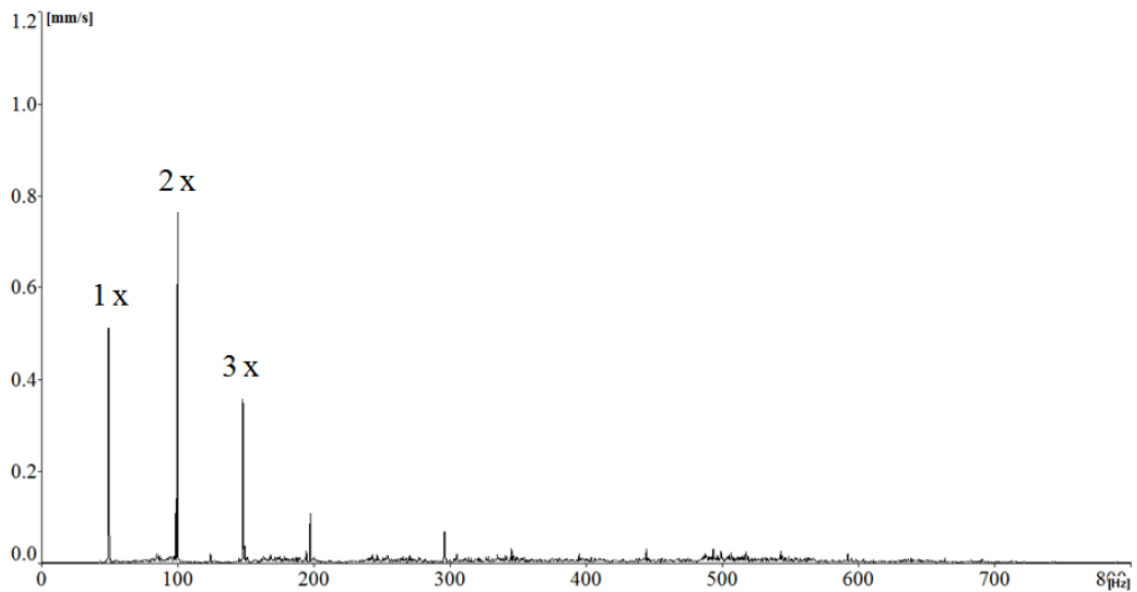
Obrázek 28 Typy nesouososti [12]

2.4.3.2 Detekce nesouososti

Ve frekvenčním spektru vibrací se nesouosost projevuje jak při měření v radiálním, tak i axiálním směru. Paralelní nesouosost se projevuje v radiálním směru, kdy se při zvyšování nesouososti zvyšuje počet harmonických složek vibrací od rotorové frekvence. Dominantní bývá rotorová nebo druhá harmonická. Úhlová nesouosost generuje výrazné vibrace v axiálním směru s dominantní frekvencí na rotorové nebo druhé a třetí harmonické složce. [10]



Obrázek 29 Projev paralelní nesouososti [2]



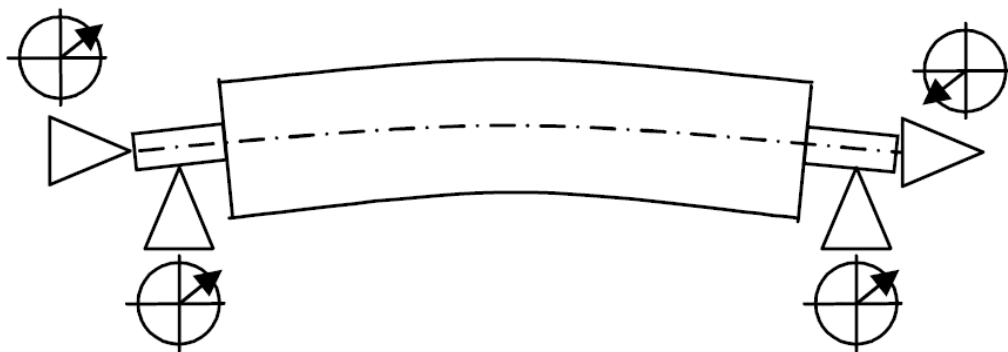
Obrázek 30 Projev úhlové nesouososti [2]

2.4.4 Ohnutá hřídel rotoru

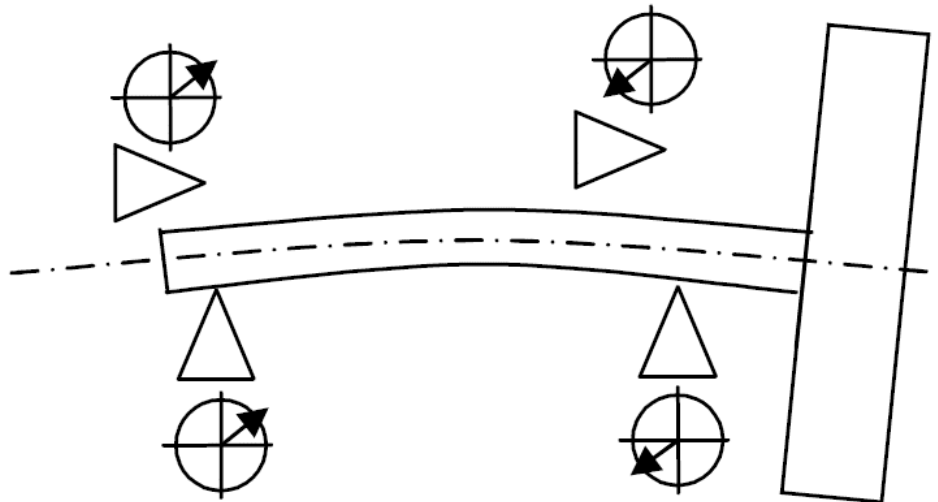
Geometrická osa prohnuté hřídele není stejná jako osa rotace. Těžiště takové hřídele neleží v ose rotace, ta se za provozu chová jako hřídel nevyvážená. [12]

2.4.4.1 Typy ohnutí hřídele

Jsou dva základní případy ohnutí hřídele. Prohnutý hřídel, který leží na dvou podporách (ložiscích) a ohnutý převislý hřídel. Projevy těchto deformací hřídele jsou od sebe odlišné. [12]



Obrázek 31 Prohnutý hřídel na dvou podporách [12]



Obrázek 32 Ohnutý převislý hřídel [12]

2.4.4.2 Detekce ohnuté hřídele

Projev ohnuté hřídele měřený v radiálním směru má ve frekvenčním spektru vibrací podobný projev jako hřídel nevyvážená. To může být matoucí a pokus o vyvážení takové hřídele je zbytečný. Spolehlivý způsob pro rozeznání ohnuté hřídele od té nevyvážené je analýza spektra vibrací naměřeného v axiálním i radiálním směru. U převislé hřídele je fázová změna na ložiscích asi 180° v radiálním směru. Rotor vykazuje stejné projevy jako nevyvážený. Druhá a třetí harmonická amplituda detekuje zvětšující se poškození a vůli v uložení hřídele. [12]

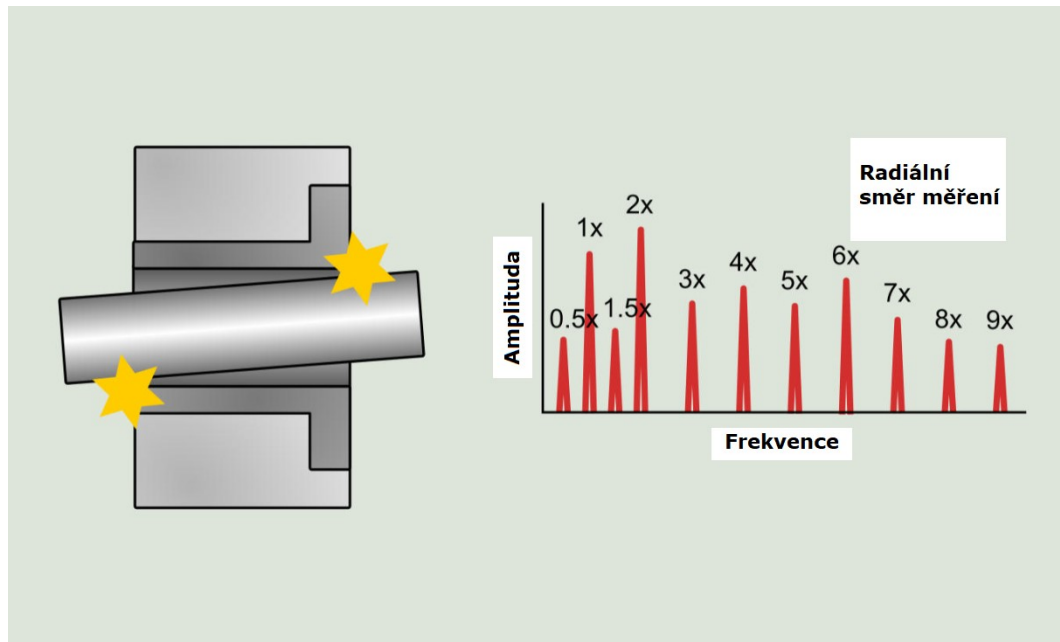
2.4.5 Mechanické uvolnění části stroje

I ty nejpečlivěji sestavené stroje se mohou v průběhu času uvolnit. Matice se mohou sami povolovat, kotevní šrouby se mohou lámat, hřídele se opotřebovávají a poddimenzují nebo se mohou vyskytnout nesprávně dimenzované součásti, které umožňují vznik nadměrné vůle. [7]

2.4.5.1 Detekce mechanického uvolnění

Spektrum vibrací naměřené na stroji s jeho uvolněnou částí se vyznačuje zobrazením množství harmonických amplitud naměřených v rychlosti vibrací. Pokud jsou rozestupy mezi harmonickými frekvencemi rovny otáčkové frekvenci stroje, pak detekujeme mechanickou vůli na stroji. Není neobvyklé, že počet harmonických frekvencí dosahuje i deseti. U valivých ložisek je možné zjistit, zda má ložisko vůli v uložení na hřídeli nebo v ložiskovém domku. Při uvolnění ložiska na hřídeli bývá ve spektrech vibrací výrazná třetí

harmonická, zatímco při uvolnění vnějšího kroužku je to čtvrtá harmonická. Částečně je také zjištělné místo mechanického uvolnění, protože velikost amplitud bude největší blízko místu mechanického uvolnění. [7]



Obrázek 33 Uvolnění rotující hřídele a projev ve spektru vibrací [11]

2.5 Závady převodovek a jejich detekce

Lokalizace všech frekvencí souvisejících s převodovkou ve spektru vyžaduje znalost určitých informací o převodovce. Těmito údaji jsou rychlost otáčení vstupního hřídele nebo výstupního hřídele a počet zubů všech ozubených kol. Díky těmto informacím nebude pochyb o identifikaci frekvencí ozubených kol a jejich postranních pásem. Frekvence související se sestavou převodovky jsou zubová frekvence, postranní pásma zubové frekvence a HFT frekvence (Hunting tooth frequency). [11]

Zubová frekvence (GMF) - je charakteristická pro každou sestavu ozubených kol a objevuje se ve frekvenčním spektru bez ohledu na stav ozubených kol. Jeho amplituda výrazně závisí na zatížení v době měření. Vypočítá se podle vzorce, kde Z je počet zubů a otáčky jsou rychlost otáčení ozubeného kola. [11]

$$GMF = Z_P \times RPM_P = Z_G \times RPM_G \quad (4)$$

Postranní pásma zubové frekvence – jedná se o frekvence stejně vzdálené od zubové frekvence. Tato postranní pásma odpovídají frekvenci otáčení pastorku a ozubeného kola.

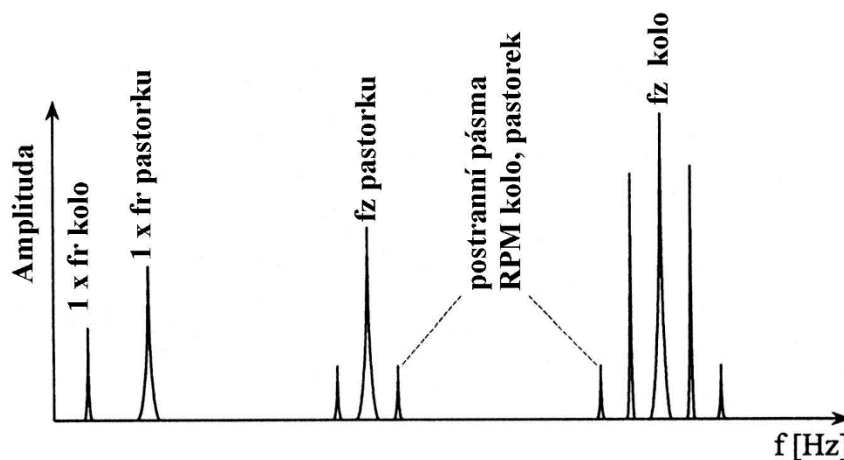
Jsou velmi důležitá při diagnostice sestavy ozubených kol, protože indikují, zda je ozubené kolo nebo pastorek ve špatném stavu. [11]

Hunting tooth frequency (HTF) - označuje frekvenci, s jakou se zub ozubeného kola zapojuje do stejného zubu pastorku. V případě poškození jednoho zubu na ozubeném kole a druhého zubu na pastorku dochází k maximálním vibracím, pokud se obě závady dostanou do kontaktu. Tato frekvence je velmi nízká, takže je obtížné ji lokalizovat ve frekvenčním spektru, proto je snadněji detekována v časovém průběhu. [11]

$$HTF = \frac{GMF \times N_A}{Z_P \times Z_G} \quad (5)$$

2.5.1 Opotřebení zubů ozubených kol a jejich detekce

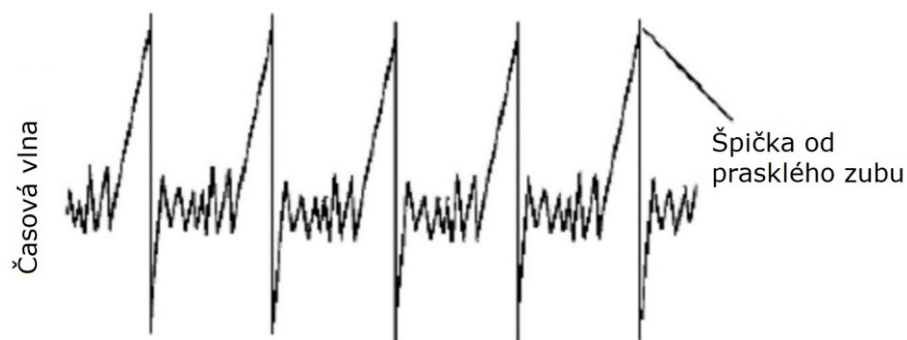
Záběry ozubených kol jsou komplikované procesy s výraznou odezvou, které mají segmentovaná spektra. [22] Opotřebení ozubeného kola způsobuje významné špičky na GMF a jeho harmonických frekvencích. Kromě toho tření vyvolává přirozenou frekvenci ozubeného kola, což způsobuje vznik nových frekvencí ve spektru, které by mohly odpovídat rezonanční frekvenci pastorku nebo kola, se kterým je ve styku. Hlavními ukazateli opotřebení jsou vzhled rezonančních frekvencí ozubeného kola s postranními pásmy a počet postranních pásem u amplitud na 1x, 2x a 3x GMF. Důležité symptomy pro sledování ve frekvenčním spektru tedy jsou frekvence GMF, její harmonické, množství a velikost postranních pásem. Postranní pásma jsou vzdálena na frekvencích, které jsou rovny frekvenci otáčení daného ozubeného kola. [11]



Obrázek 34 Typické spektrum ozubených převodů [22]

2.5.2 Poškozený nebo chybějící zub ozubeného kola a jeho detekce

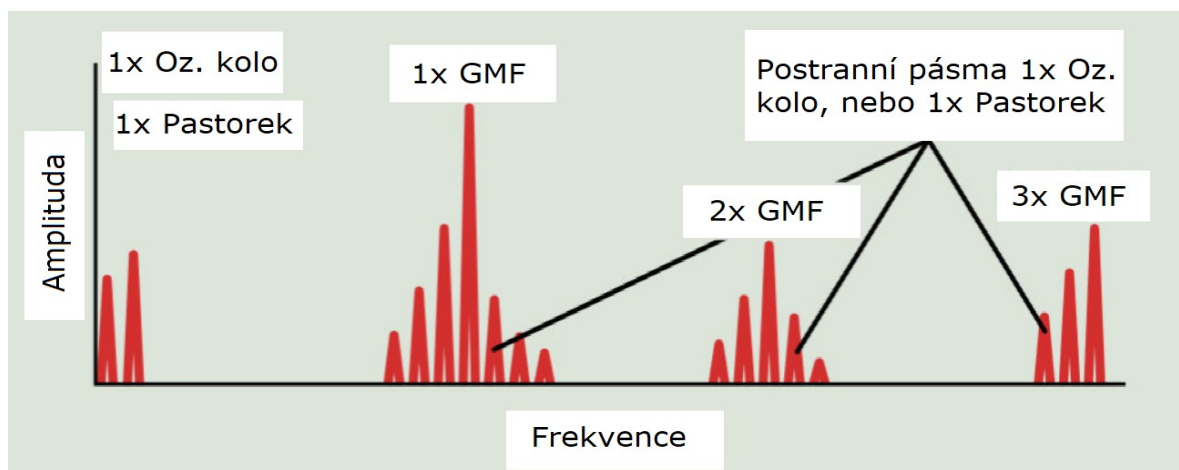
Vadný nebo chybějící zub je lokální porucha, která působí při provozu stroje dynamické rázy. Tuto vadu lze spolehlivě detekovat, pokud strojní zařízení měříme bez zatížení. Ve frekvenčním spektru vibrací generuje prasklý nebo zlomený zub vyšší amplitudu na otáčkové frekvenci poškozeného kola. Ve spektru se obvykle vyskytují i jeho harmonické frekvence. Nejsnazším způsobem detekce prasklého zubu je analýza časového signálu, ve které bude viditelná špička vždy při kontaktu poškozeného zubu s dalším zubem. [22]



Obrázek 35 Poškozený zub [42]

2.5.3 Excentrické ozubené kolo nebo ohnutá hřídel a jejich detekce

Excentricita ozubeného kola nebo ohnutý hřídel generuje výrazné amplitudy na zubové frekvenci při rychlosti otáčení excentrického ozubeného kola. Výrazná amplituda se také může vyskytovat na otáčkové frekvenci hřídele, ale pouze v případě dostatečně závažného problému. V případě excentrického ozubeného kola bude vrchol na otáčkové frekvenci dané hřídele, a postranní pásma GMF budou mít vzdálenost, která se rovná otáčkové frekvenci hřídele. [11]



Obrázek 36 Vzor frekvenčního spektra excentrického ozubeného kola [11]

2.6 Diagnostika valivých ložisek

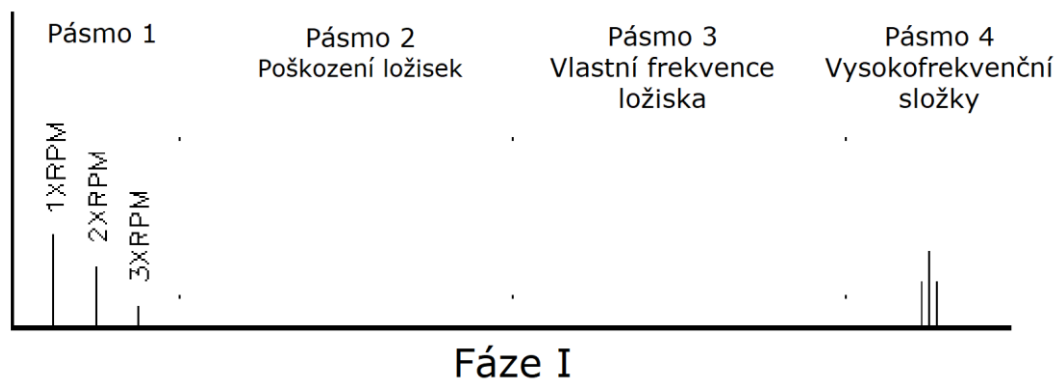
Valivá ložiska se používají u více než devadesáti procent rotačních strojů užitých v průmyslových aplikacích. Valivá ložiska jsou bohužel náchylná k předčasným poruchám a pouze deset procent valivých ložisek dosáhne své životnosti L_{10} , což je devadesát procent plánované životnosti při daných provozních podmínkách. Předčasné selhání ložisek je obvykle připisováno špatnému mazání (43 %), příliš vysokému zatížení, špatné volbě ložiska a jeho výrobním vadám. Nejběžněji se vyskytující se rotační stroje pracují ve vodorovné poloze s rotujícím vnitřním kroužkem. Při této konfiguraci je značná pravděpodobnost opotřebení částí valivého ložiska. Největší pravděpodobnost opotřebení a obvykle první detekovanou poruchovou frekvenci má vnější kroužek valivého ložiska. Vnější kroužek bývá stacionární s nepohyblivou zátěžovou zónou. Jako další pak dochází k poškození oběžné dráhy vnitřního kroužku, která se opotřebovává rychleji než dráha vnějšího kroužku. Základní frekvence poruchy vnitřního kroužku je vyšší než u většího kroužku, z čehož vyplývá, že na jednu otáčku hřídele dojde k většímu opotřebení. Vývoj opotřebení valivých ložisek je možné sledovat pomocí trendování. [43] Diagnostika valivých ložisek probíhá ve vysokých a velmi vysokých frekvencích, ve kterých se používá měření zrychlení vibrací. [3]

2.6.1 ČTYŘI FÁZE POŠKOZENÍ LOŽISKA

U valivých ložisek se sledují čtyři fáze poškození, které napovídají, jaká je jejich zbytková životnost. Díky této informaci je pak možné naplánovat nápravná opatření a předejít finančním ztrátám v důsledku neplánovaného prostoje stroje. [44]

2.6.1.1 První fáze

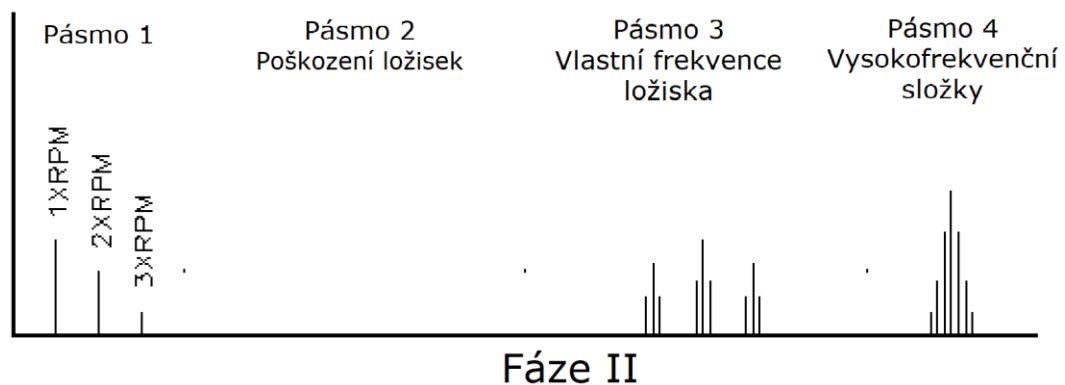
V této fázi má ložisko za sebou velkou část životního cyklu, ale stále jeho technický stav můžeme hodnotit jako dobrý. Poškození ložiska je extrémně malé. Jedná se o mikroskopické praskliny vyskytující se pod povrchem oběžných drah ložiska a na drahách není vidět žádné poškození. Takto malé poškození ložiska v běžných spektrech negeneruje žádné špičky, protože signál od takto malého poškození se vyskytuje ve velmi vysokých frekvencích. Pro zachycení poškození v této fázi se používají vysokofrekvenční metody diagnostiky, které takový signál dokážou zachytit (SPM). Zbytková životnost ložiska se pohybuje mezi 10% až 20% jeho referenční hodnoty. [44]



Obrázek 37 Spektrum poškození ložiska, první fáze [45]

2.6.1.2 Druhá fáze

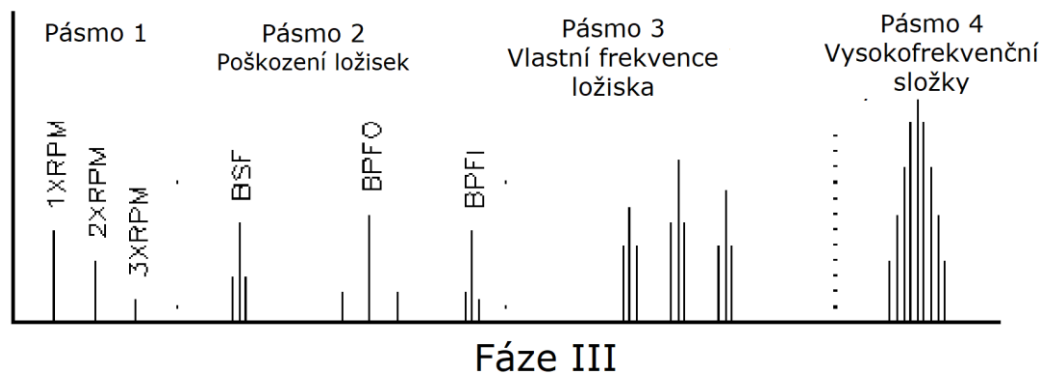
V této fázi dochází ke zvětšování podpovrchových prasklin a mohou dosáhnout povrchu oběžných drah. Na oběžných drahách se můžou tvořit malinkaté prasklinky nebo spalling. V této fázi již může dojít ke kontaktu kov na kov, vznikají ostré hrany na oběžných drahách, které se mohou dostat do kontaktu s valivými elementy. Poškození je stále ještě malé a na valivých drahách ložiska špatně viditelné. Pro detekci takového opotřebení je vhodné použít obálkovou metodu měření nebo spektra měření zrychlení vibrací nastavené na sběr dat o vyšších frekvencích. Zbytková životnost ložiska je stále mezi 5% až 10% referenční hodnoty. [44]



Obrázek 38 Spektrum poškození ložiska, druhá fáze [45]

2.6.1.3 Třetí fáze

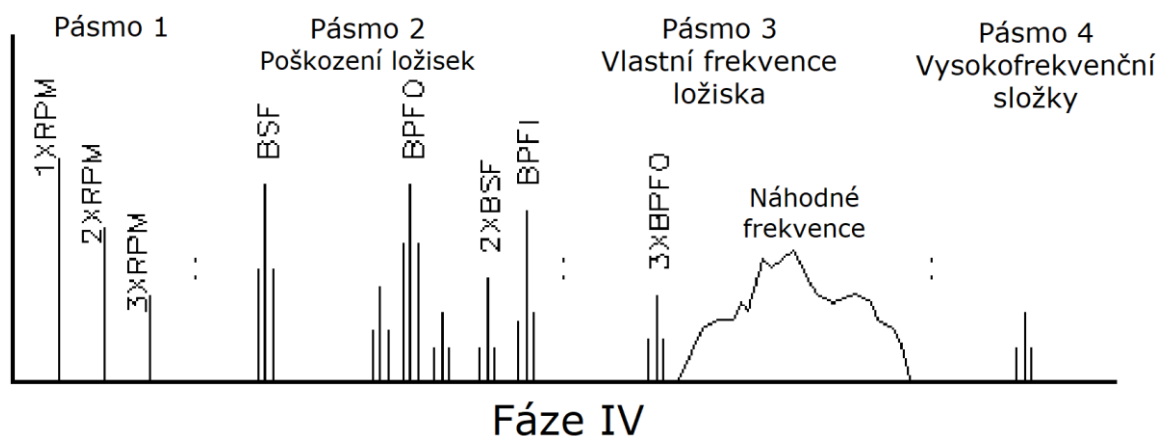
V této fázi už ložisko generuje výrazné signály i ve středních frekvencích a začínají narůstat i hodnoty měřené v rychlosti vibrací. Vady na oběžných drahách ložiska jsou nyní zřetelné a je možné je spatřit pouhým okem. Životnost ložiska je v této fázi téměř u konce a pohybuje se pod 5% referenční hodnoty. Je vhodná doba jej vyměnit. [44]



Obrázek 39 Spektrum poškození ložiska, třetí fáze [45]

2.6.1.4 Čtvrtá fáze

Poslední fáze životnosti ložiska, kdy už se jeho životnost již nedá určit a jeho úplné selhání může přijít kdykoli. Ložisko je v této fázi výrazně poškozeno. Znamky poškození mohou být vidět na všech jeho konstrukčních částech. V mazivu ložiska se mohou vyskytovat jeho částičky, které se dostávají mezi valivé elementy a oběžné dráhy a zvětšují poškození ložiska. Tato poškození generují výrazný signál, který je měřitelný i v nižších frekvencích rychlosti vibrací. Ve frekvenčním spektru se projevuje amplitudou na základní frekvenci ložiska s postranními pásmy. Životnost ložiska je menší než 1% referenční hodnoty. [44]



Obrázek 40 Spektrum poškození ložiska, třetí fáze [45]

2.6.2 Poruchové frekvence valivých ložisek

Každé ložisko má své vlastní geometrické charakteristické rysy, ze kterých je možné určit jeho poruchové frekvence. Pro většinu ložisek tyto frekvence nebudou celočíselným násobkem dominantní rotorové frekvence. Z toho vyplývá, že v případě vyskytující se poruchy některé z nosných částí ložisek se ve frekvenčním spektru budou vyskytovat amplitudy na frekvencích, které nebudou násobky základní rotorové frekvence. [11]

BPFO – Poruchová frekvence vnějšího kroužku, odpovídá počtu valivých tělísek, které procházejí daným bodem vnějšího kroužku za jednu celou otáčku hřídele.

$$f = \text{RPM} * \frac{N_B}{2} * \left(1 - \frac{B_D}{P_D} * \cos\beta\right) \quad (6)$$

BPFI – Poruchová frekvence vnitřního kroužku, odpovídá počtu valivých tělísek, které procházejí daným bodem vnitřního kroužku za jednu celou otáčku hřídele.

$$f = \text{RPM} * \frac{N_B}{2} * \left(1 + \frac{B_D}{P_D} * \cos\beta\right) \quad (7)$$

BSF – Poruchová frekvence valivých elementů, odpovídá počtu otáček, které vykoná valivé tělísko za jednu celou otáčku hřídele.

$$f = \text{RPM} * \frac{P_D}{B_D} * \left[1 - \left(\frac{B_D}{P_D} * \cos\beta\right)^2\right] \quad (8)$$

FTF – Poruchová frekvence klece, odpovídá počtu otáček, které vykoná klec za jednu celou otáčku hřídele.

$$f = \text{RPM} * \frac{1}{2} * \left(1 - \frac{B_D}{P_D} * \cos\beta\right) \quad (9)$$

kde

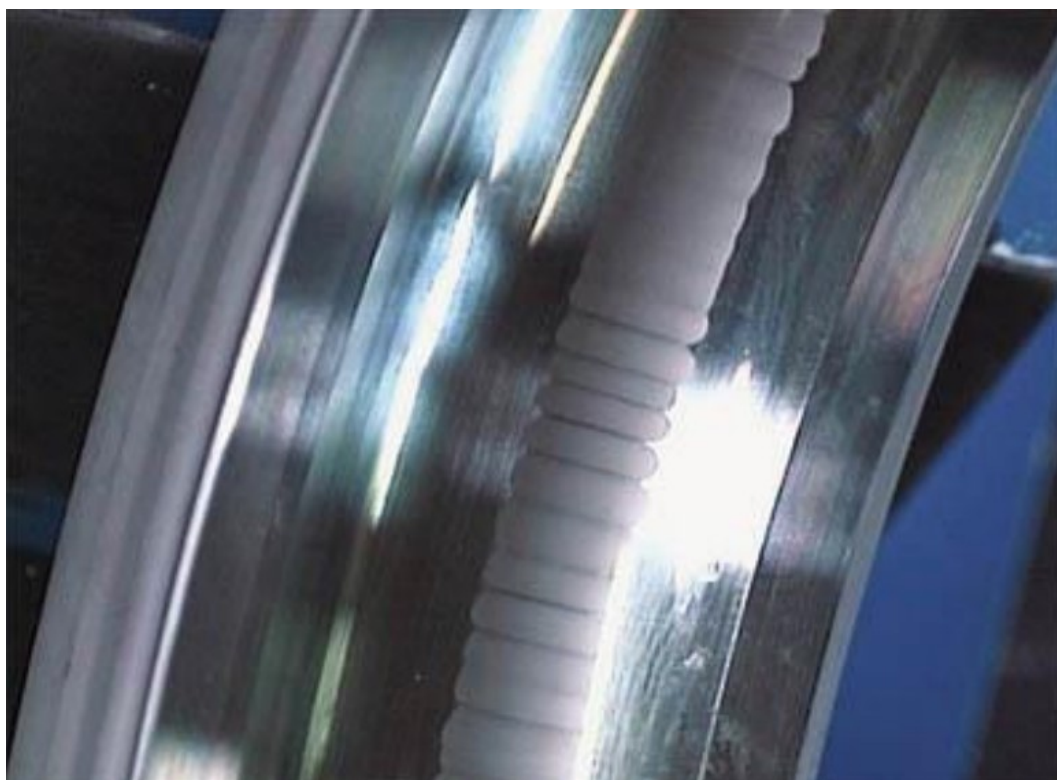
- N_B je počet valivých elementů (-)
- B_D je průměr valivého elementu (mm)
- P_D je roztečný průměr (mm)
- β je kontaktní úhel (°)
- RPM jsou otáčky rotoru (Hz)

2.7 Poruchy valivých ložisek

Některé poruchy valivých ložisek mohou zanechat na ložisku svoji vlastní stopu poškození. V důsledku toho je možné zkoumáním poškozeného ložiska určit hlavní příčinu poškození tak, aby bylo možné přijmout nezbytná opatření, a aby se zabránilo opakování. [46]

2.7.1 Elektrická eroze

Elektrická eroze nebo oblouk může nastat v případě, kdy proud prochází z jednoho prstence do druhého přes valivá tělesa. Rozsah poškození závisí na množství energie a jejím trvání. Výsledek je však obvykle stejný: poškození valivých těles a oběžných drah drážkami, rychlá degradace maziva a předčasné selhání ložiska. Aby se zabránilo poškození průchodem elektrického proudu, obvykle se používá elektricky izolované ložisko na konci bez pohonu. [46]



Obrázek 41 Poškození vnitřního kroužku ložiska elektrickým proudem [47]

2.7.2 Nesprávné mazání ložiska

Účelem správného mazání ložisek je snížení kontaktu mezi jednotlivými částmi a zamezení jejich poškození vzájemným třením. Hlavními cíli mazání jsou tedy snížení tření, odvádění vzniklého tepla, ochrana povrchu ložiska před korozí a prodloužení únavové životnosti ložiska. [48] Pokud je mazivový film mezi valivými tělesy a oběžnými drahami příliš tenký

v důsledku nedostatečné viskozity nebo znečištění, dochází ke kontaktu kov-kov. V takovém případě je nutné zkontrolovat, zda je používáno vhodné mazivo a zda jsou intervaly a množství domazávání pro aplikaci dostatečné. [46]

3 SHRNUTÍ TEORETICKÉ ČÁSTI

V teoretické části byly vysvětleny základní informace týkající se vibrodiagnostiky, uvedena definice tohoto pojmu a možnosti jejího využití v průmyslu. Byla vyjmenována a popsána vibrodiagnostická terminologie, která je důležitá pro její správné pochopení a zároveň pro schopnost čtení ve výsledcích měření. Dále byly popsány vibrodiagnostikou měřené veličiny, a to výchylka, rychlost, zrychlení a jejich citlivost ve frekvenčních pásmech. Také byly uvedeny základní měřící metody jako jsou analýza frekvenčního spektra, metoda rázových pulzů a dalších používaných ve vibrodiagnostice. Rovněž byly popsány principy, funkce elektromotorů, převodovek a ložisek. V závěru teoretické části byla objasněna detekce některých často se vyskytujících abnormalit pomocí vibrační diagnostiky, například rotorová nevyváženost, nesouosost hřídelí, poškození ložisek a dalších obvyklých poruch strojů.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 CÍLE PRAKTICKÉ ČÁSTI

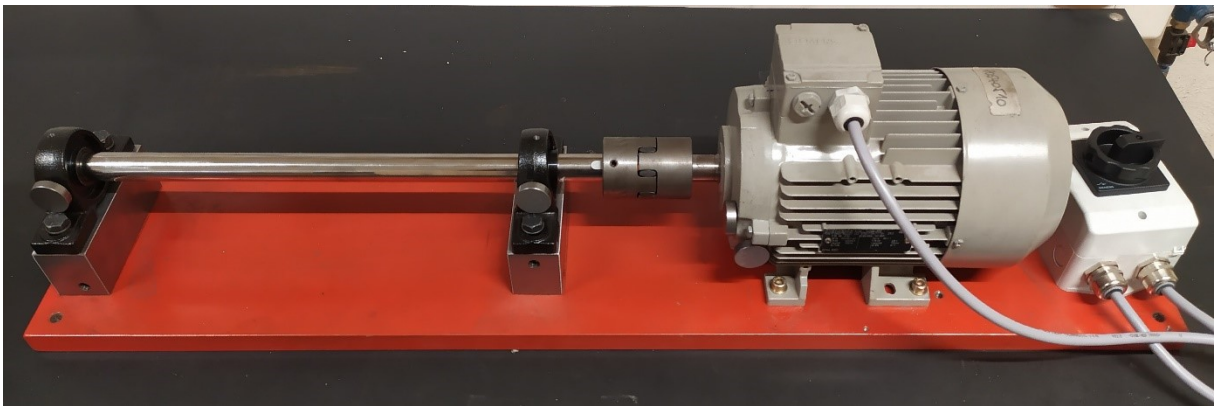
Praktická část bude zaměřena na provoz strojního zařízení při rozdílných nesouosostech hřídelí, jeho hnací a hnané části. Hnací část strojního zařízení je motor a hnaná část hřídel. Cílem práce bude dokázat, jak nesouosost ovlivňuje vibrace, teplotu na zainteresovaných částech strojního zařízení a také její vliv na spotřebu elektrické energie. Protože model strojního zařízení, na kterém bude experiment probíhat, je oproti běžným diagnostickým objektům v průmyslu velmi malý a hnaná část stroje nemá žádný odpor, nebude se na vyhodnocení vibrací vztahovat žádná platná norma. Navíc je předpoklad, že vliv na běžná strojní zařízení, která pracují při zátěži, bude výrazně vyšší.

5 EXPERIMENT HODNOCENÍ SOUOSOSTI HŘÍDELÍ

Bude proveden experiment úmyslné nesouososti dvou navzájem spojených hřídelí na jednoduchém stroji, při kterém bude zkoumáno, jak vyosení ovlivňuje vibrace stroje, teplotu jeho součástí a odběr elektrické energie.

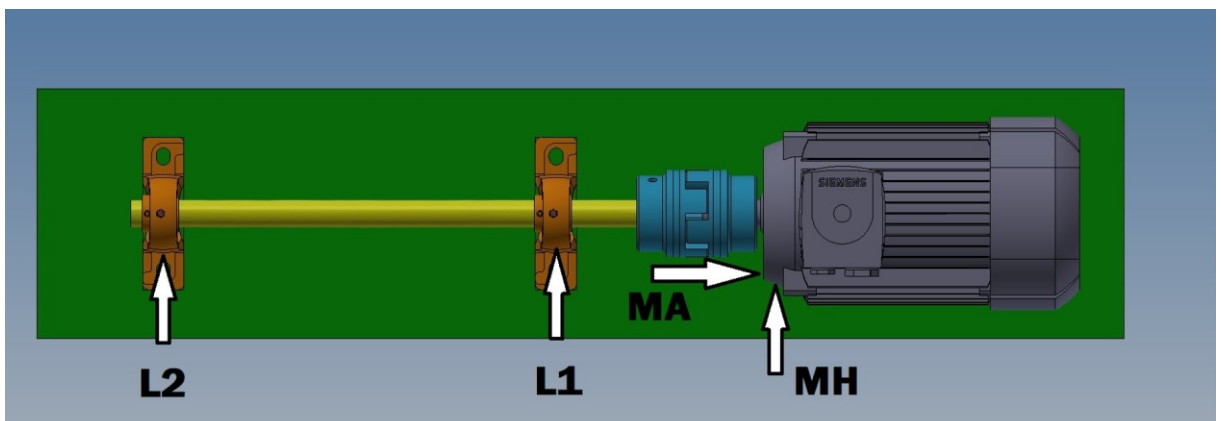
5.1 Model

Pro experiment bude použit model stroje (obrázek 42) sestavený z elektromotoru (hnací) a hřídele (hnaná) uložené ve dvou stojatých ložiscích. Tyto dvě části budou spojené pružnou hřídelovou ozubcovou spojkou a upevněné na společném ocelovém podstavci.



Obrázek 42 Použitý model

Na motoru budou namontovány dva broušené měřicí body, jeden v axiálním a jeden v horizontálním směru. Na každém ze stojatých ložisek bude rovněž namontován měřicí bod, ale pouze v horizontálním směru. Tyto body budou s částmi modelu spojené závitem M5 a umístěné co nejvíce v ose hřídelí. Body budou sloužit pro umístění akcelerometru pro měření vibrací. Měřená místa budou označena jako MA (motor axiální směr), MH (motor horizontální směr), L1 (ložisko jedna), L2 (ložisko dva).



Obrázek 43 Schématický model s pozicemi měřících míst

5.1.1 Součásti modelu

Pro model byly použity následující součásti

Tabulka 1 Použité díly modelu

Díly	Podrobnosti
Motor	SIEMENS asynchronní třífázový 1,5 kW, 1497ot/min
Spojka	Ozubcová D = 25 mm
Hřídel	d = 25 mm, l = 510 mm
Ložiska	FAG UCP 205
Spínač	SIEMENS 3LD2064-1GP51
Fréma	1000x230x30 mm, materiál ČSN 12040
Podstavec 2x	140x45x54 mm, materiál ČSN 12040
Šroub 4x	M10x90 DIN 931 8.8
Šroub 4x	M8x35 DIN 912 8.8
Kabel	Tří fázový
Pero	Těsné 6x6x32 DIN 6885 A

5.2 Použité přístroje

Při provádění experimentu je nutné nastavit přesné vyosení hřídelí, dále změřit efektivní hodnotu vibrací v horizontálním a axiálním směru, teplotu jednotlivých částí modelu a odběr elektrické energie. Pro přesnost budou změřeny i otáčky bezdotykovým měřičem otáček. Pro tyto úkony budou použity následující přístroje:

Tabulka 2 Použité přístroje

přístroj	Podrobnosti
Rotalign ultra	Laserový přístroj pro měření souososti rotačních hřídelí od společnosti PRÜFTECHNIK. Kompletní systém je tvořen hlavní zobrazovací jednotkou, laserovou jednotkou, senzorovou jednotkou a příslušenstvím pro uchycení laserové a senzorové jednotky k hřídelím.
Vibxpert II	Dvou kanálový přístroj pro měření vibrací od společnosti PRÜFTECHNIK. Jako snímač vibrací je použit akcelerometr VIB 6.142 o frekvenčním rozsahu 2 Hz – 20 kHz.
Fluke Ti125	Termokamera s teplotním rozsahem -35 °C až +350 °C.
Benning CM2	Klešťový ampérmetr se základní přesností 0,5 %.
Voltcraft DT-10L	Laserový bezkontaktní otáčkoměr s přesností $\pm 0,05 \% + 1$ digit.



Obrázek 44 Rotalign ultra



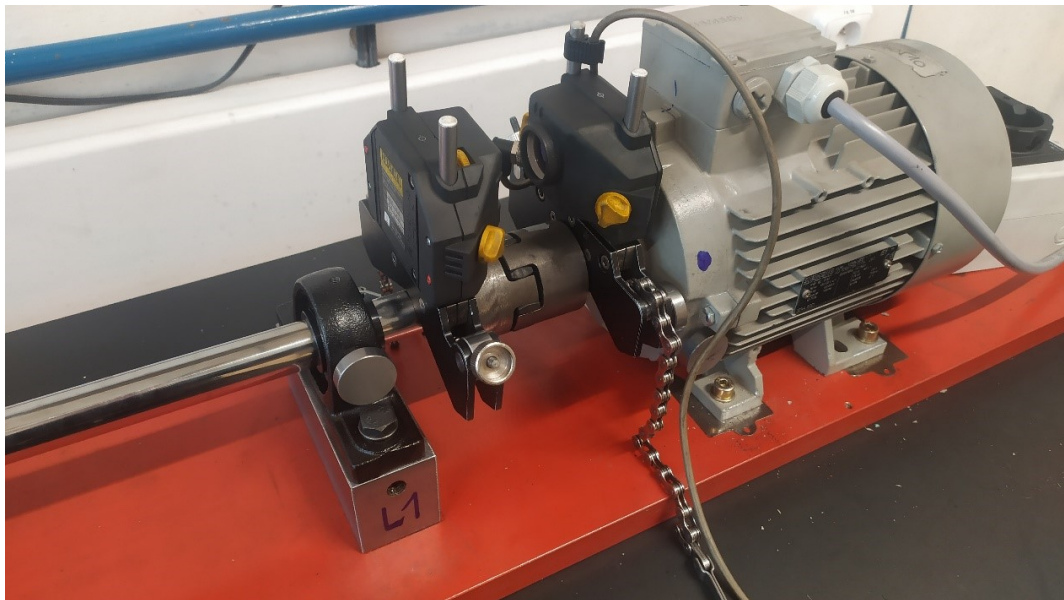
Obrázek 45 Fluke Ti125, Vibxpert II, Benning CM2



Obrázek 46 Voltcraft DT-10L

5.3 Postup a měřené veličiny

Při experimentu bude prováděno přesné paralelní vyosení v horizontálním směru navzájem rovnoběžných hřídelí, a to v rozmezí 0,0 mm – 0,6 mm.



Obrázek 47 Umístění laseru a snímače pro ustavení sousosti stroje

První měření všech veličin bude provedeno na rozpojeném modelu (pouze na motoru). Vyosení a následné měření bude prováděno v krocích po 0,1mm. Z důvodu snazší manipulace bude jako pohyblivý stroj zvolen motor, zatímco hřídel bude stacionární stroj. Vzhledem k tomu, že dosáhnout úmyslného přesného vyosení může být náročné, bude pro přesazení spojky dána tolerance $\pm 0,03\text{mm}$ a pro její rozevření $\pm 0,04\text{mm}$. Následně po nastavení přesné polohy hřídelí budou šrouby na motoru dotaženy a provedeno opětovné měření polohy. Pokud ustavení hřídelí odpovídá dané toleranci vyosení, bude zapnut motor. Motor bude nechán v provozu po dobu 15 minut, aby došlo na motoru a ložiscích k zahřátí na provozní teplotu. V dalším kroku budou provedena měření. Po jejich dokončení bude celý proces vyosení opakován pouze se změnou velikosti požadovaného paralelního vyosení.

5.3.1 Měřené veličiny a popis měření

Při experimentu bude probíhat měření tří rozdílných veličin. Měřenými veličinami budou vibrace, teplota a odběr elektrické energie.

5.3.1.1 Efektivní hodnota rychlosti vibrací

Efektivní hodnota (RMS) rychlosti vibrací (mm/s) bude měřena na měřicích bodech umístěných na motoru v horizontálním a axiálním směru a na ložiscích v horizontálním směru. Nastavení měřicí úlohy bude provedeno dle normy ISO 10816, tedy pro motory $ot/min > 600$ bude nastaven frekvenční rozsah: 10-1000 HZ. Výstupní hodnoty RMS vibrací nakonec budou porovnávány v trendu. Norma ISO 10816 nebude uplatněna na vyhodnocení výsledků, jelikož použitý model je příliš malý a nespadá do žádné z kategorií udávaných normou.

5.3.1.2 Teplota

Teplota bude měřena na ložiskových domcích a výsledky zaznamenávány ve °C. Na motoru bude teplota měřena v místech uložení druhého ložiska, které se nachází nejbližší ke spojce. Měřené body jsou označeny černým fixem.

5.3.1.3 Odběr elektrické energie

Aktuální odběr proudu motoru bude měřen na označeném fázovém vodiči. Výsledky budou ukládány v ampérech (A).

5.4 Plán experimentu

Nejprve bude provedeno měření na hnací části rozpojeného modelu, tedy pouze na motoru. Experiment bude probíhat za provozu motoru a měření všech veličin proběhne až po patnácti minutách provozu stroje. Jako první bude provedeno měření vibrací na všech určených bodech (motor horizontal, motor axial). Poté bude měřící bod demontován a bude provedeno měření teplot na definovaném měřicím místě (motor horizontál). Po doměření teplot bude bod vrácen zpět. Jako poslední proběhne měření odběru elektrické energie, které probíhá na odděleném fázovém vodiči. Výsledky měření budou zaznamenány zvlášť do tabulky. Budou sloužit pouze jako orientační hodnoty. Toto měření bude označeno jako Experiment č.0. Pro kontrolu bude provedeno i měření otáček hřídelí.

Při druhém experimentu budou hřídele vzájemně spojeny a měření bude provedeno již na spojeném soustrojí. Bude označeno jako Experiment č.1. Poloha motoru v horizontálním i vertikálním směru bude nastavena tak, aby souosost byla co nejpřesnější (0,00 mm). Ve vertikálním směru bude nulových hodnot dosaženo za pomoci přesných podložek. Při dalších experimentech nebude s motorem ve vertikálním směru manipulováno, výška hřídele tedy zůstane stejná. Experiment bude probíhat za provozu motoru a měření všech

veličin proběhne až po patnácti minutovém záběhu stroje. Jako první bude provedeno měření vibrací na všech určených bodech (motor horizontal, motor axial, L1, L2). Poté budou všechny měřicí body, kromě bodu v axiálním směru na motoru, demontovány a bude provedeno měření teplot na definovaných měřicích místech (motor horizontál, L1, L2). Po doměření teplot budou body vráceny zpět. Měření odběru elektrické energie bude probíhat jako při experimentu č.0. Výsledky měření budou zapsány do tabulky.

Experiment č.2 bude probíhat na modelu s nastavenou horizontální nesouosostí motoru vůči hřídeli 0,1mm. Bude tedy provedeno přesné nastavení nesouososti dle výše uvedených pravidel. Experiment bude probíhat za stejných podmínek jako předchozí experimenty a postup a měřicí body budou stejné jako při experimentu č.1.

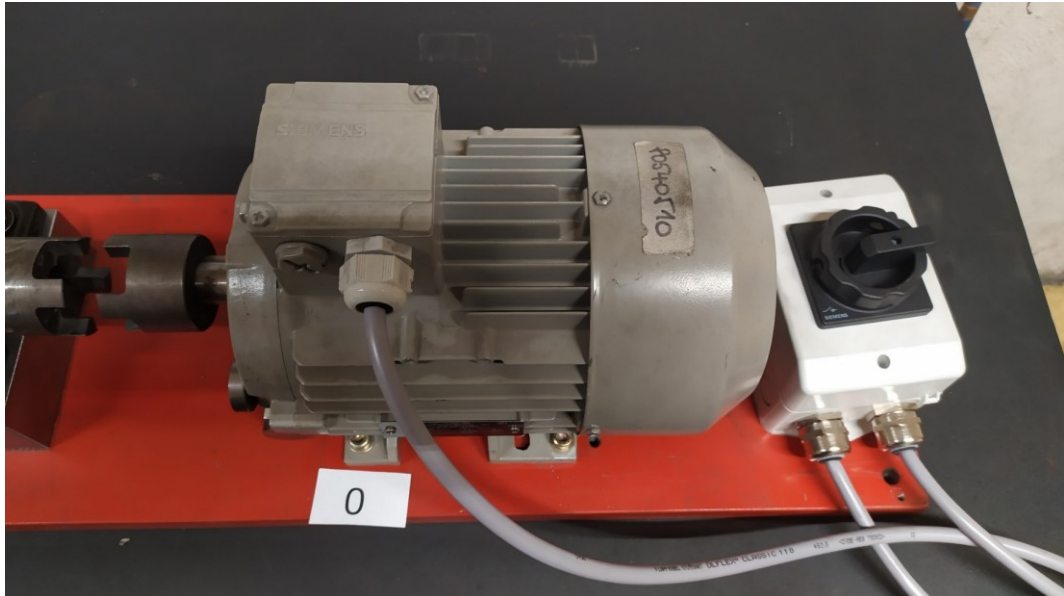
U každého dalšího experimentu bude vždy provedeno zvětšení paralelního vyosení hřídele o 0,1 mm než u předchozího experimentu. Měření a postup měření bude vždy stejný jako při experimentu č.1. Přesné množství experimentů nebude přesně uvedeno, bude se odvíjet od schopnosti nastavit přesnou paralelní nesouosost. V určité fázi experimentu dojde k tomu, že spojka nebude dostatečně poddajná a další vyosení, které by se drželo výše uvedených pravidel, již nebude možné. Experimenty budou tedy probíhat po krocích až do doby, než tento stav nastane. Všechny experimenty budou provedené v průběhu jednoho dne.

5.5 Výsledky experimentů

Experimenty byly provedeny dle plánu a nyní budou popsány jejich jednotlivé výsledky včetně data jejich provedení.

5.5.1 Výsledek experimentu č.0

Orientační hodnoty naměřené pouze na motoru nespojeném s hřídelí.



Obrázek 48 Rozpojený motor před experimentem č.0



Obrázek 49 Měření otáček rotoru



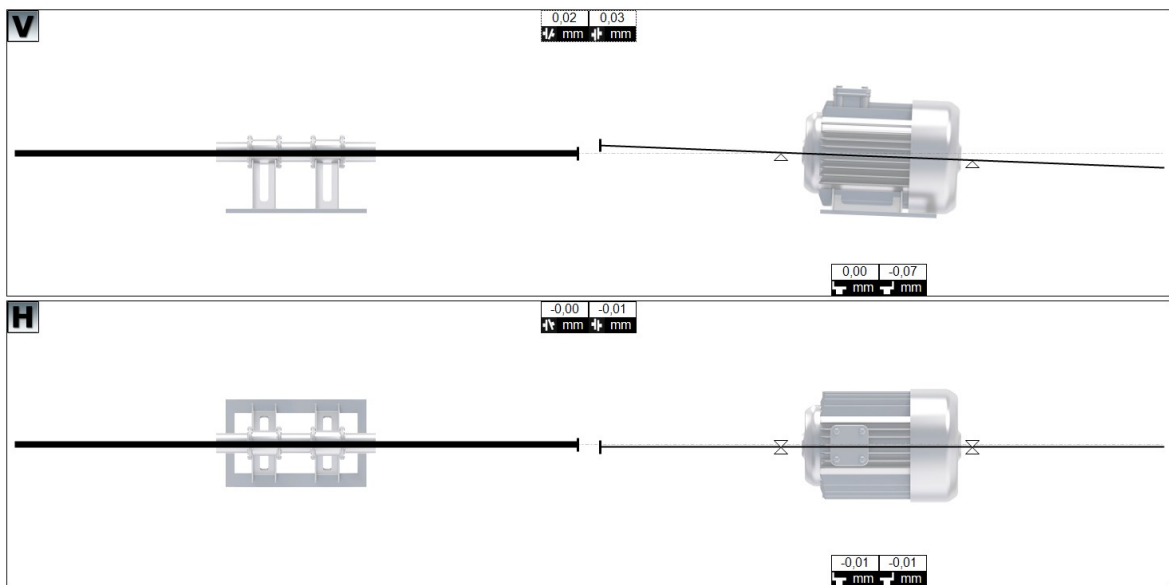
Obrázek 50 Měření celkové hodnoty vibrací samostatného motoru
na bodě motor horizontal

Tabulka 3 Výsledky experimentu číslo 0

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
0	0	0,152	0,247	X	X	32,5	X	X	2,35

Naměřené otáčky (1497 ot/min) odpovídají udávaným na štítku motoru. Čas začátku měření všech hodnot byl 6:47.

5.5.2 Výsledky experimentu č.1



Obrázek 51 Výsledky vyosení experimentu č.1
v horizontálním a vertikálním směru

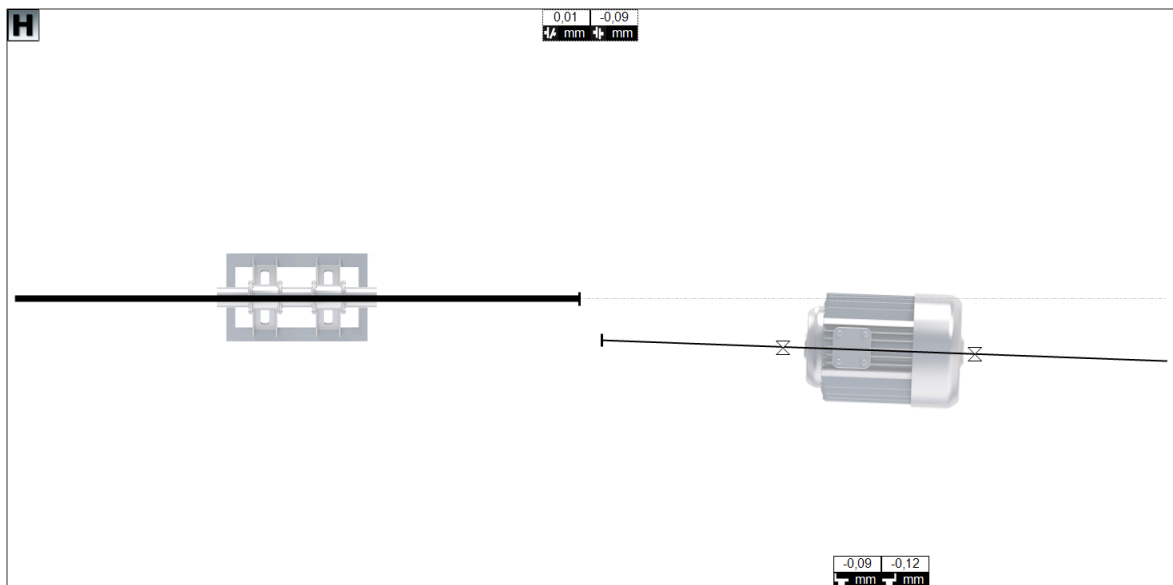
Ve výsledcích experimentu č.1, které se nachází v tabulce 4 je vidět nárůst celkové hodnoty vibrační i teploty na motoru oproti experimentu č.0.

Toto je pravděpodobně způsobeno nepatrnou nevyvážeností na spojce nebo hřídeli uložené v ložiscích. Odběr proudu zůstává přibližně stejný. Výsledné hodnoty tohoto měření budeme brát jako referenční. Čas začátku měření všech hodnot byl 9:22.

Tabulka 4 Výsledky experimentu číslo 1

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
1	0	0,405	0,706	0,866	0,81	34,7	38,5	41,1	2,34

5.5.3 Výsledky experimentu č.2



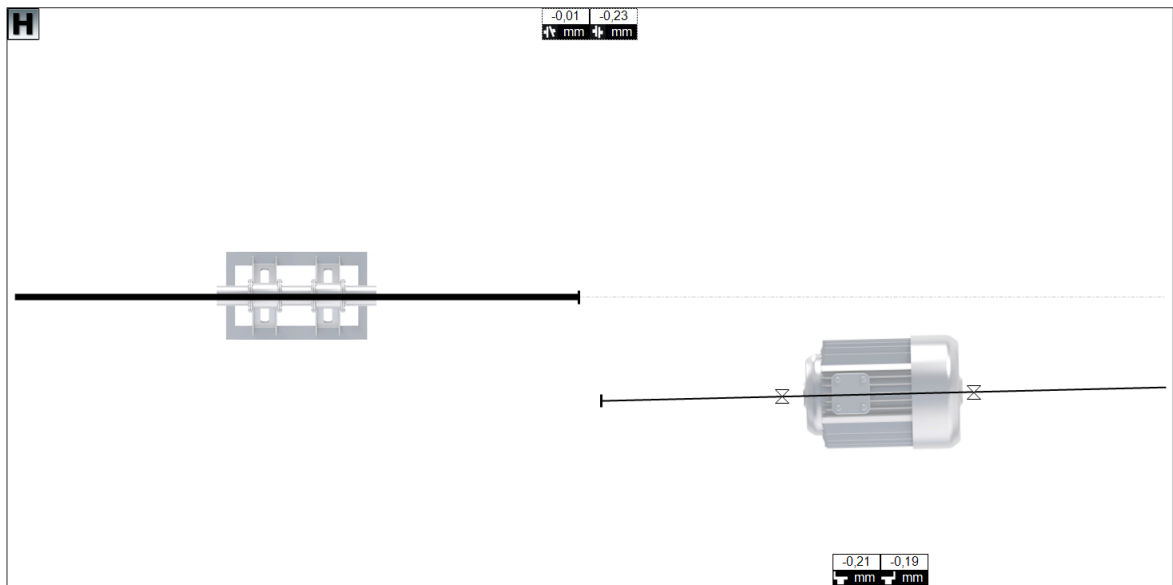
Obrázek 52 Výsledky vyosení experimentu č.2
v horizontálním směru

Ve výsledcích měření č.2 nacházejících se v tabulce 5 je zřejmý nárůst hodnoty RMS na všech měřených bodech. Stejně tak nárůst teploty kromě ložiska L1, kde se teplota pohybuje v podobných hodnotách jako při předchozím měření. Nejvýraznější je nárůst odběru proudu. Čas začátku měření všech hodnot byl 9:53.

Tabulka 5 Výsledky experimentu číslo 2

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
2	0,1	0,479	0,808	0,892	0,859	36,7	37,8	43,8	2,44

5.5.4 Výsledky experimentu č.3



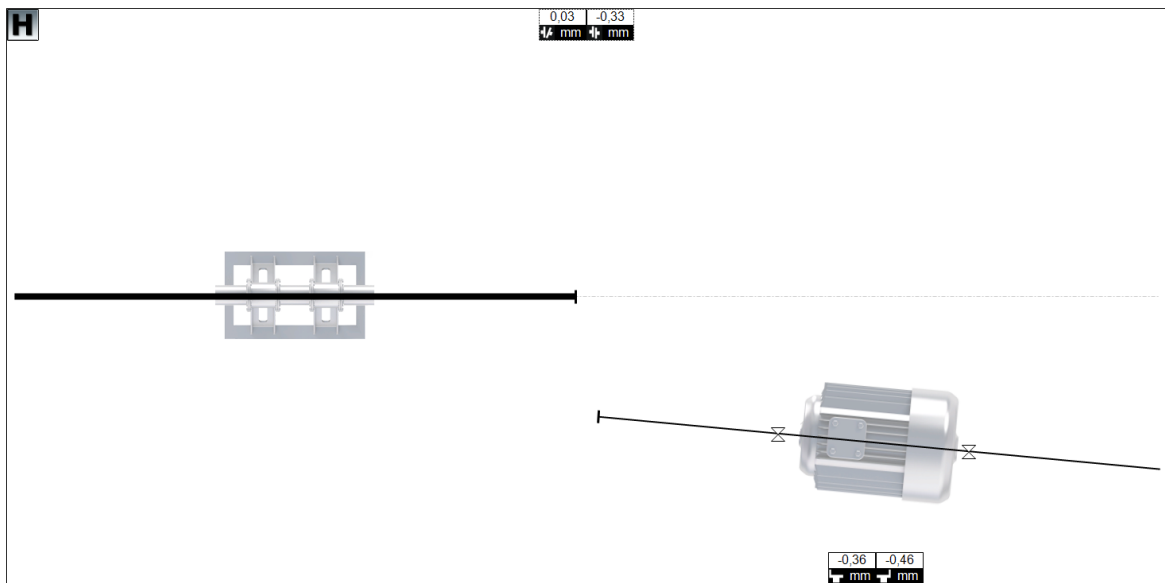
Obrázek 53 Výsledky vyosení experimentu č.3
v horizontálním směru

Ve výsledcích experimentu č.3 nacházejících se v tabulce 6 jde vidět nárůst hodnoty RMS na všech bodech kromě L2, na kterém jsou hodnoty mírně sniženy. Teplota výrazněji roste pouze na motoru, na bodech L1 a L2 jen minimálně. Hodnota odběru elektrického proudu se nemění. Čas začátku měření všech hodnot byl 11:22.

Tabulka 6 Výsledky experimentu číslo 3

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
3	0,2	0,587	1,045	1,219	0,843	38,8	38,2	44,3	2,44

5.5.5 Výsledky experimentu č.4.



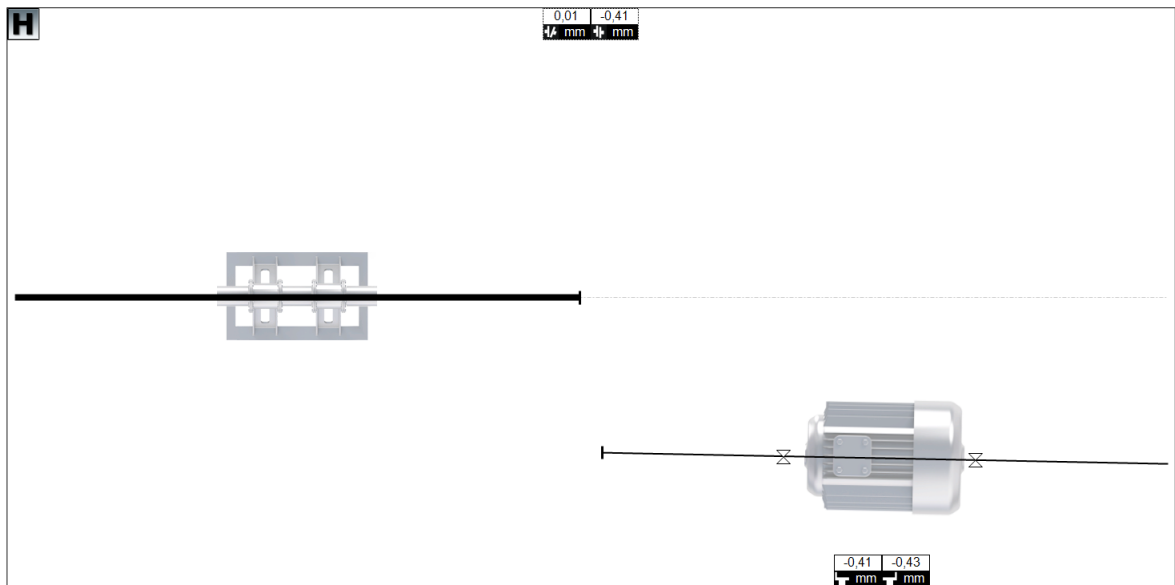
Obrázek 54 Výsledky vyosení experimentu č.4
v horizontálním a vertikálním směru

Hodnoty měřených veličin opět mírně vzrostly, výsledky se nacházejí v tabulce 7. Hodnota RMS vzrostla na všech bodech kromě L1, kde mírně klesla. To může být způsobeno abnormalitou při předchozím experimentu. Teplota se mírně zvýšila na všech měřených místech. Vzrostla i hodnota odběru elektrického proudu. Čas začátku měření všech hodnot byl 12:21.

Tabulka 7 Výsledky experimentu číslo 4

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
4	0,3	0,731	1,195	1,052	0,955	40,5	39,7	45	2,48

5.5.6 Výsledky experimentu č.5



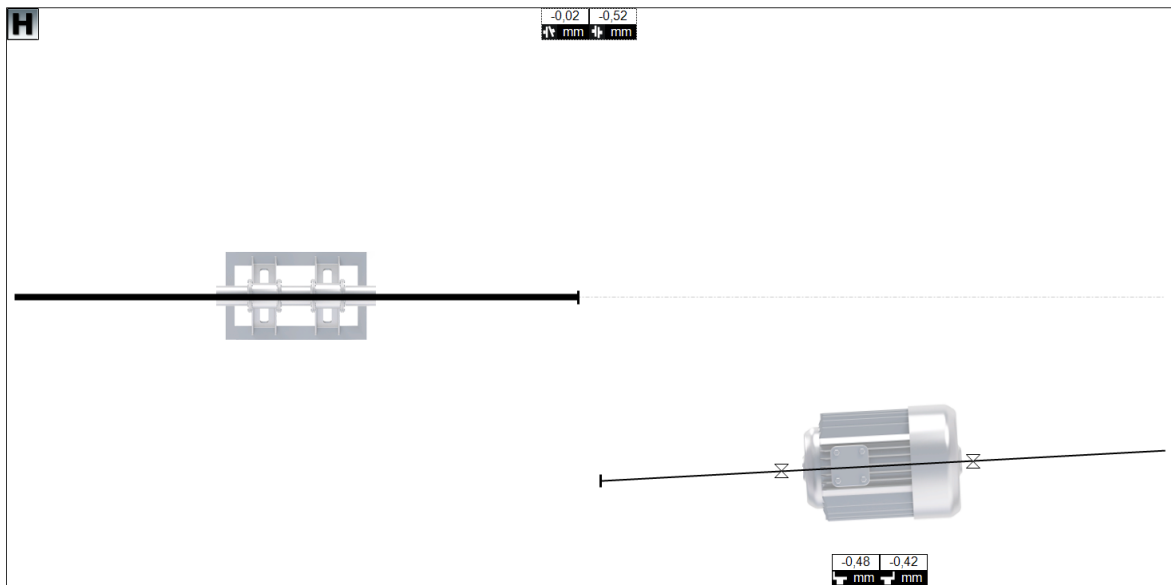
Obrázek 55 Výsledky vyosení experimentu č.5
v horizontálním a vertikálním směru

Výsledky experimentu č.5 nacházejících se v tabulce 8 ukazují na nárůst hodnot RMS všude krom axiálního směru na motoru. Teploty na měřených místech jsou buď velmi podobné nebo vzrostly jen mírně. Odběr elektrické energie zůstal neměnný. Čas začátku měření všech hodnot byl 13:58.

Tabulka 8 Výsledky experimentu číslo 5

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
5	0,4	0,66	1,523	1,16	1,213	40,4	41,5	45,4	2,48

5.5.7 Výsledky experimentu č.6.



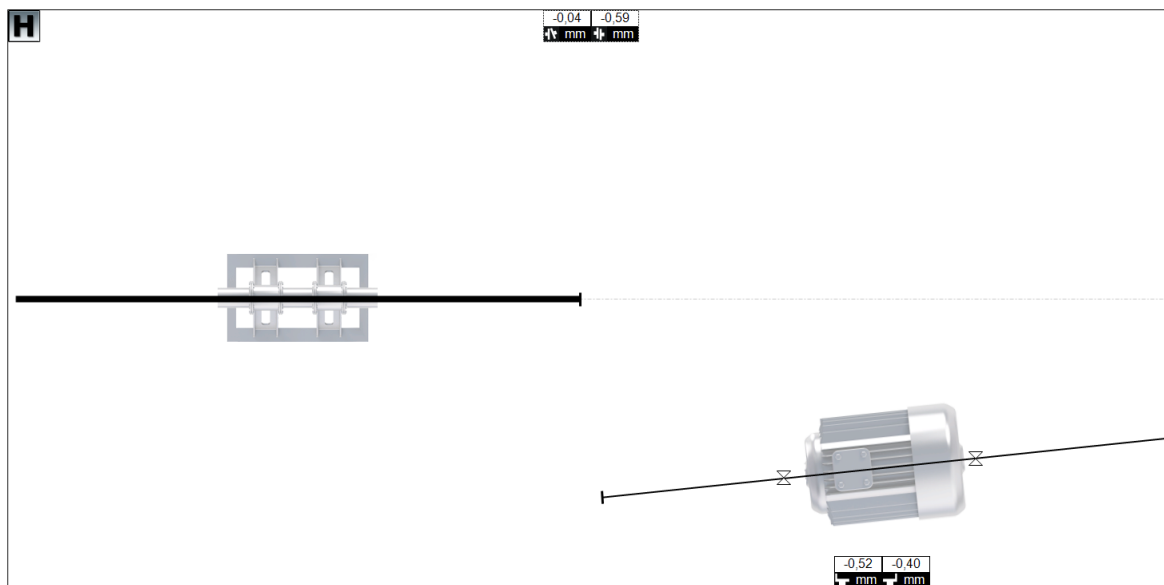
Obrázek 56 Výsledky vyosení experimentu č.6
v horizontálním a vertikálním směru

Po experimentu č.6 je patrný nárůst hodnot RMS pouze na dvou ze čtyř měřících bodů. Výsledky jsou v tabulce 9. Hodnoty RMS na motoru v horizontálním směru a na bodu L2 jsou nepatrně nižší. To může být způsobeno abnormalitami v předchozím experimentu. Teploty na měřených místech i odběr elektrického proudu vzrostly. Čas začátku měření všech hodnot byl 14:33.

Tabulka 9 Výsledky experimentu číslo 6

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
6	0,5	0,734	1,453	1,236	1,18	42,2	42,9	46,7	2,5

5.5.8 Výsledky experimentu č.7



Obrázek 57 Výsledky vyosení experimentu č.7
v horizontálním a vertikálním směru

Ve výsledcích posledního měření, které se nacházejí v tabulce 10, je vidět jednoznačný nárůst téměř na všech měřených veličinách. S největším vyosením máme naměřené i doposud nejvyšší hodnoty. Výjimkou je hodnota odběru elektrického proudu, která zůstala shodná s předchozím experimentem. Čas začátku měření všech hodnot byl 15:11.

Tabulka 10 Výsledky experimentu číslo 7

Číslo experimentu	Radiální vyosení (mm)	RMS Motor Axial (mm/s)	RMS Motor Horizontal (mm/s)	RMS L1 (mm/s)	RMS L2 (mm/s)	T M (°C)	T L1 (°C)	T L2 (°C)	ODBĚR (A)
7	0,6	0,828	1,727	1,364	1,289	42,8	46,7	47,3	2,5

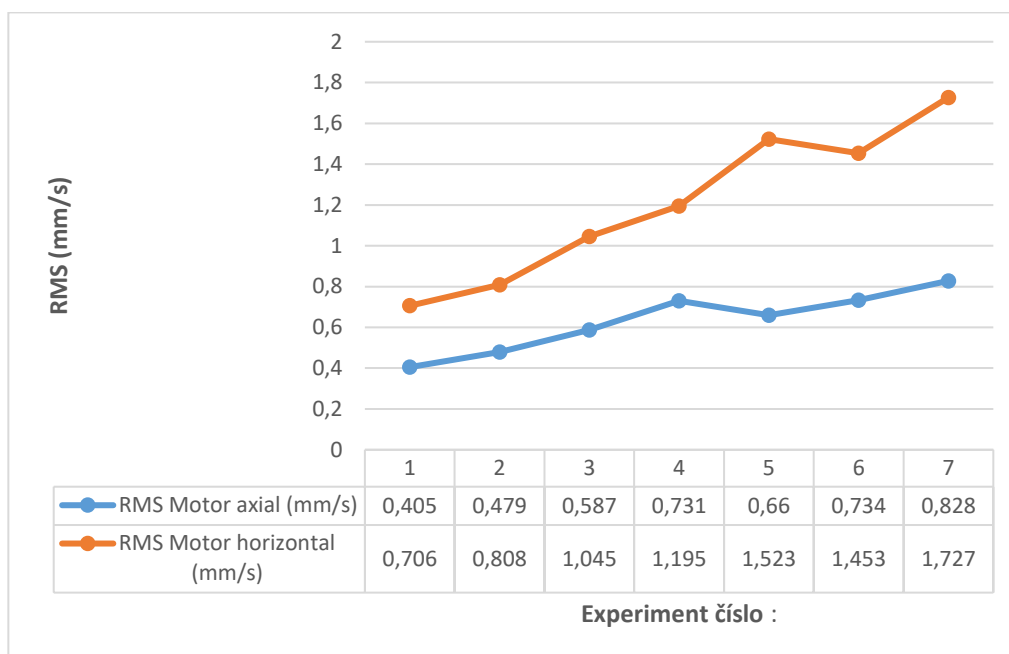
5.6 Zhodnocení výsledků měření

V celkovém souhrnu experimentů je u všech měřených veličin na všech měřených bodech zřejmý vliv nesouososti hřídelí na provoz stroje. Při každém zvětšení radiální nesouososti hodnoty měřených veličin narůstaly.

5.6.1 RMS vibrací motoru

Efektivní hodnota (RMS) vibrací narůstala v trendu téměř v každém experimentu zároveň se zvětšujícím se vyosením. Mírné poklesy, které nastaly, byly pravděpodobně způsobené abnormalitami měření (Obrázek 58).

Výraznější nárůst efektivní hodnoty vibrací je v horizontálním směru, kdy je nárůst oproti referenční hodnotě o 144,6 %. V axiálním směru je konečný výsledek oproti referenčnímu vyšší o 104,4 %.

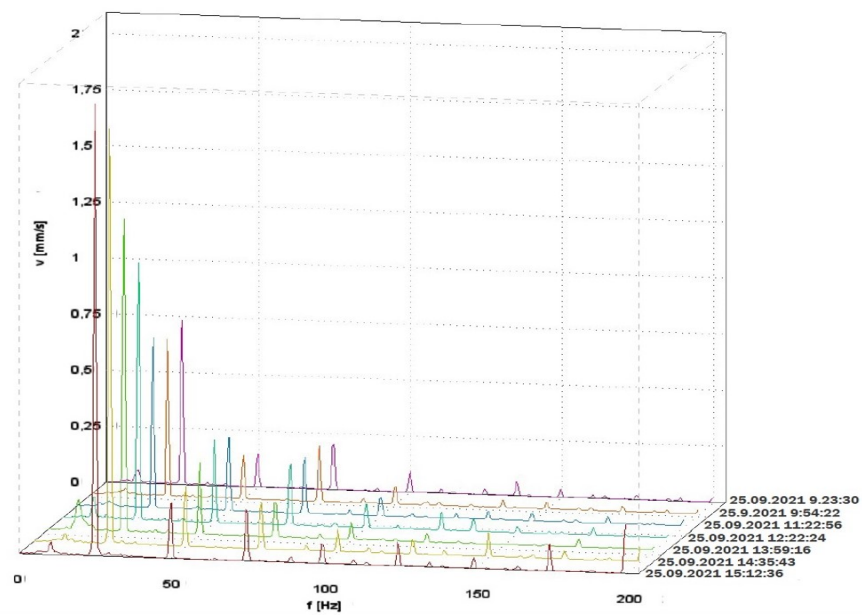


Obrázek 58 Trendy efektivní hodnoty vibrací motoru

5.6.1.1 Spektra rychlosti vibrací motoru

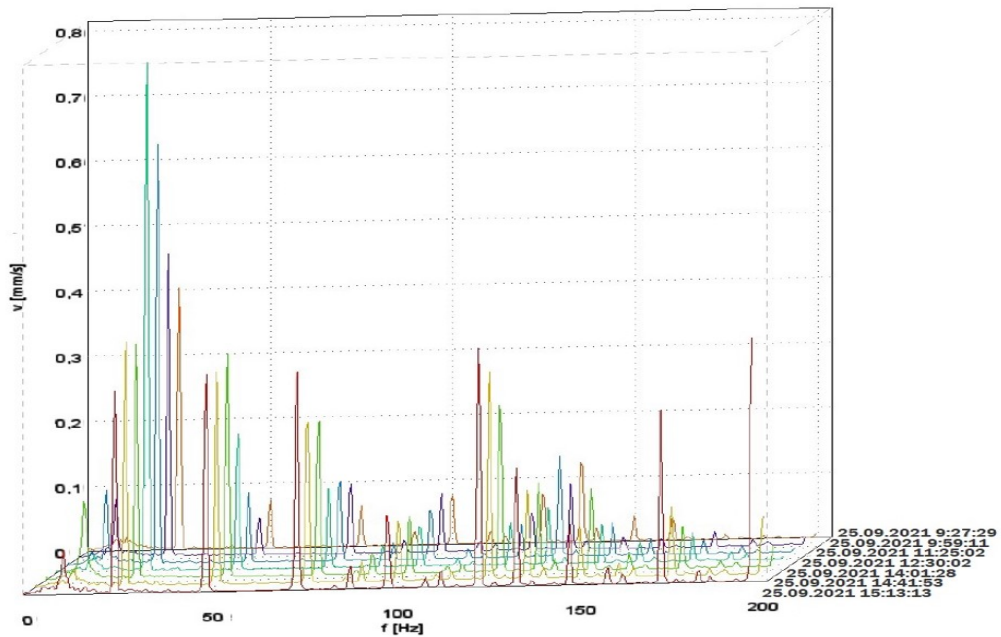
Rozdílná jsou i výsledná spektra rychlosti vibrací ve frekvencích od 0 Hz do 200 Hz.

Při porovnání jednotlivých frekvenčních spekter experimentů v horizontálním směru je výrazně znatelný nárůst amplitudy rotorové frekvence (25 Hz), harmonické amplitudy (50 Hz, 75 Hz, 100 Hz, ...) nenarůstají nijak výrazně (Obrázek 59).



Obrázek 59 Kaskádový diagram spektra
vibrací motoru v horizontálním směru

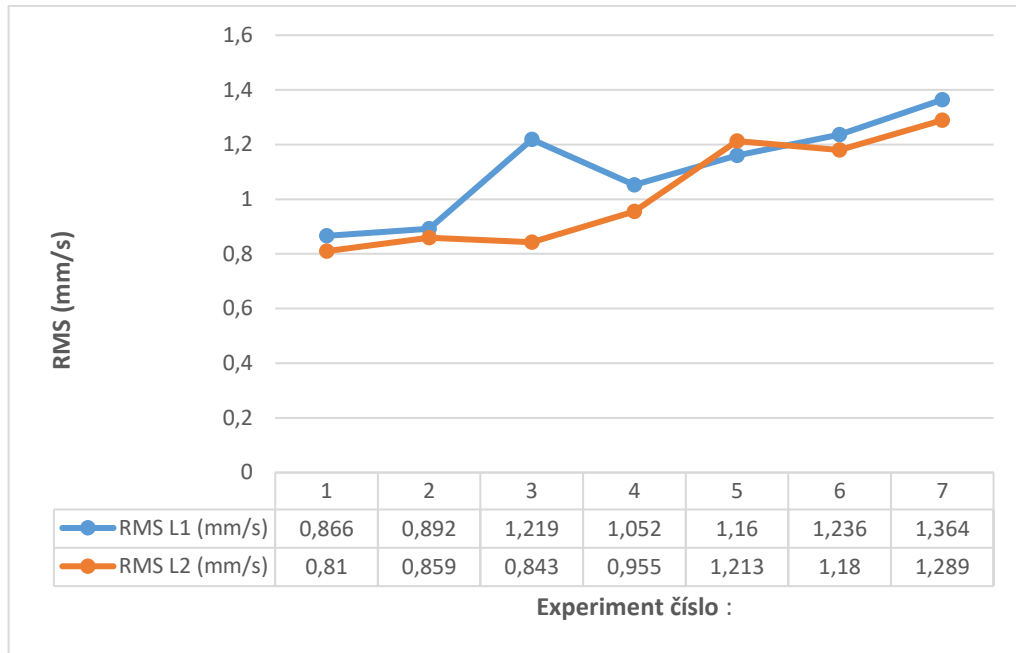
Při porovnání frekvenčních spekter z měření v axiálním směru má amplituda rotorové frekvence tendenci stoupat. Toto se děje pouze u prvních čtyř měření. Zároveň s rotorovou rostou i její harmonické. Při dalších měřeních však rotorová frekvence klesne a dále se nezvyšuje, harmonické rostou v každém dalším měření. V posledním měření v axiálním směru při horizontálním vyosením 0,6 mm harmonické amplitudy rotorové frekvence již dosahují stejných i vyšších hodnot jako sama rotorová (Obrázek 60).



Obrázek 60 Kaskádový diagram spektra
vibrací motoru v axiálním směru

5.6.2 RMS vibrací ložisek L1 a L2

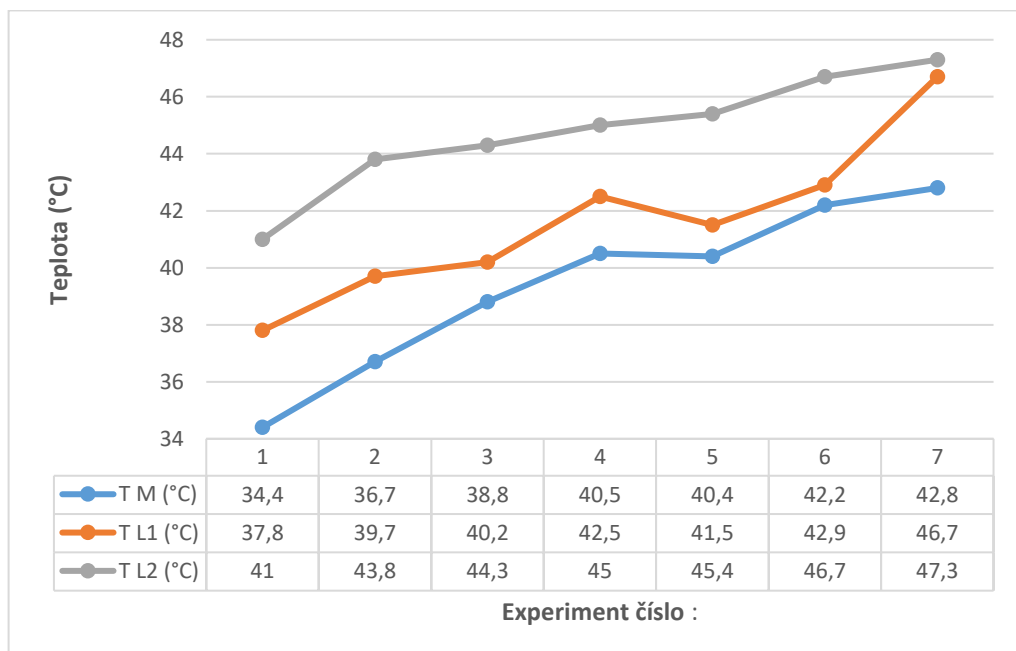
Výsledky měření efektivní hodnoty vibrací na ložiskových domcích L1 a L2 si jsou velmi podobné (Obrázek 61). Výraznější odchylka byla zaznamenána pouze při měření číslo 3 na ložisku L1. I zde je jasný nárůst hodnot v trendu RMS při zvětšování nesouososti hřídelí, ale nižší než na motoru. U ložiska L1 je zaznamenán nárůst efektivní hodnoty vibrací o 57,5 % a u ložiska L2 o 59,1 %.



Obrázek 61 Efektivní hodnota vibrací měřená na motoru, ložiscích L1 a L2

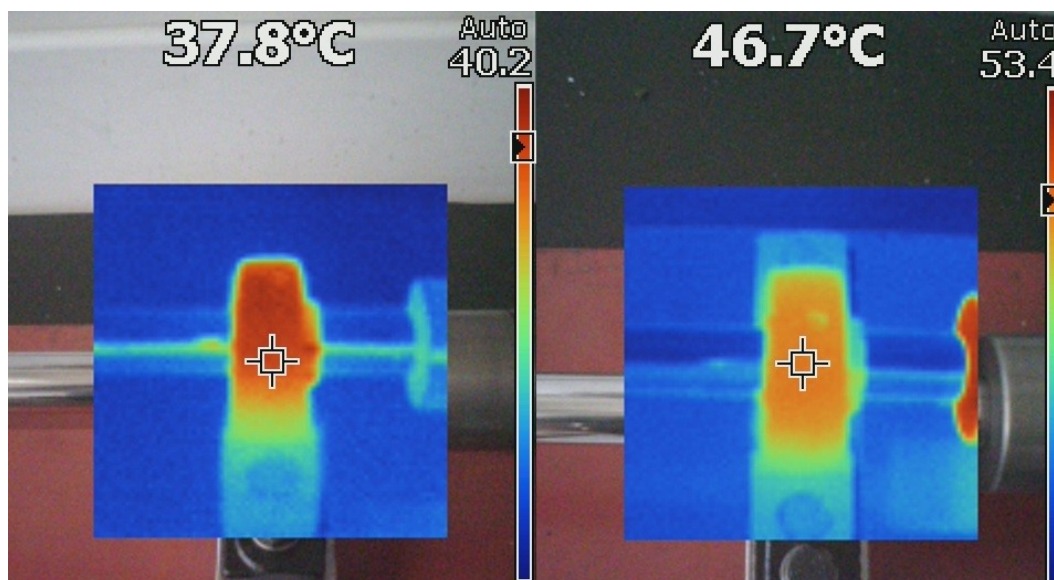
5.6.3 Teplota motoru a ložisek L1 a L2

Na obrázku 62 je vidět, že naměřené teploty na všech zaznamenávaných bodech mají v průběhu experimentu tendenci stoupat.



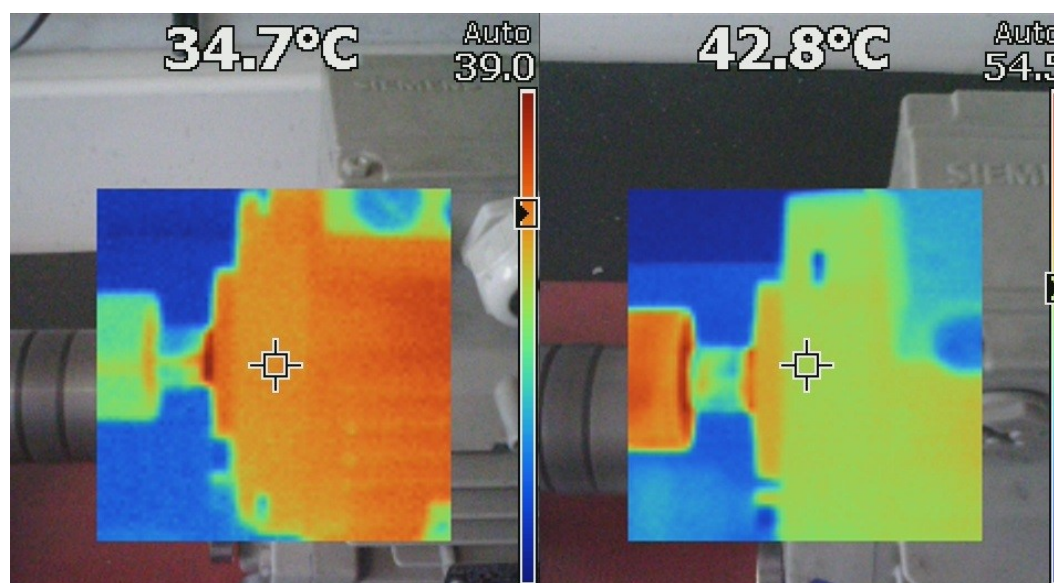
Obrázek 62 Naměřené teploty na určených místech

Nejvýraznější nárůst teploty je zaznamenán na ložisku L1, kde je rozdíl referenční a maximální teploty 8,9 °C (Obrázek 63).



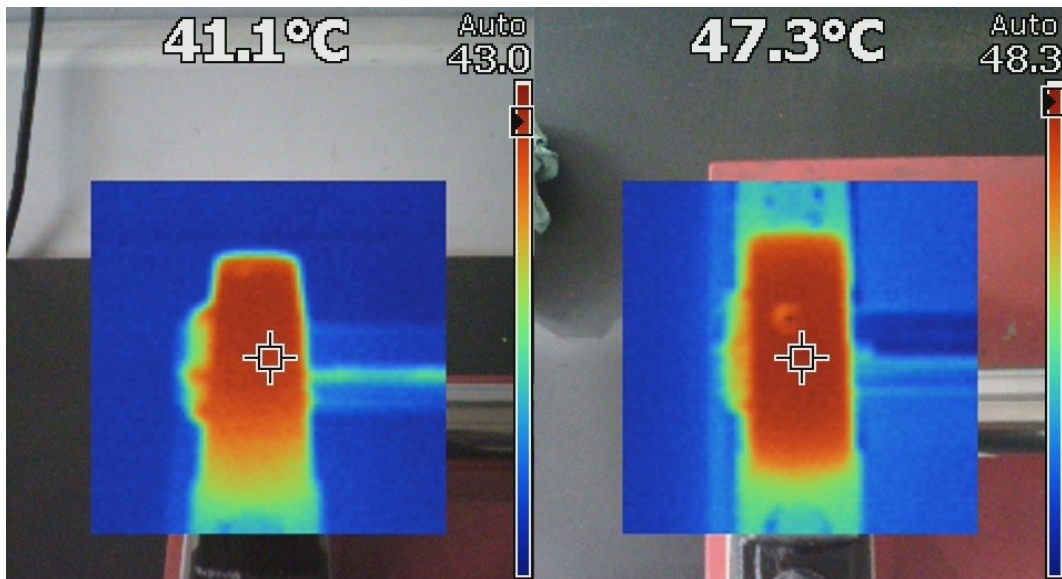
Obrázek 63 Rozdíl teplot ložiska 1 při experimentech
č.1 a č.7 (zleva)

Rozdíl referenční a maximální teploty na motoru je 8,4 °C (Obrázek 64).



Obrázek 64 Rozdíl teplot motoru při experimentech
č.1 a č.7 (zleva)

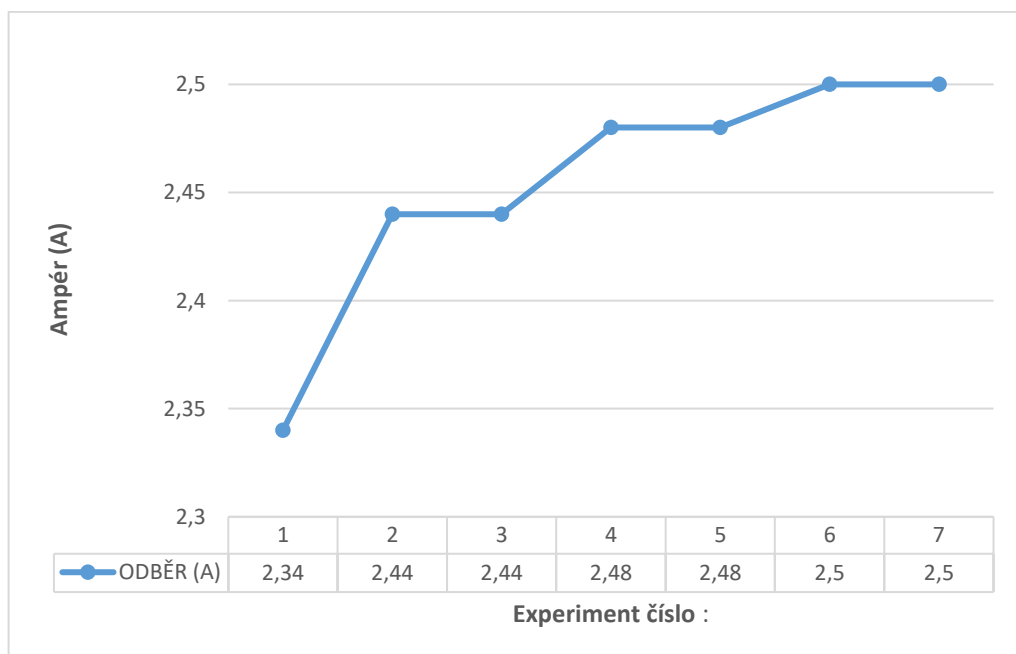
Nejmenší rozdíl, ale zároveň nejvyšší dosažená teplota byla naměřena na ložisku L2 (Obrázek 65).



Obrázek 65 Rozdíl teplot ložiska 2 při experimentech č.1 a č.7 (z leva)

5.6.4 Aktuální spotřeba elektrického proudu

Výsledky měření na obrázku 67 ukazují jednoznačný nárůst odběru elektrického proudu při provozu stroje s horizontální nesouosostí hřídelí. Spotřeba se zvedá s vyosením hřídelí.



Obrázek 66 Trend odběru elektrického proudu

Nárůst maximální hodnoty proti referenční má velikost 0,16 A (Obrázek 67).



Obrázek 67 Rozdíl spotřeby energie modelu při měření
č.1 a č.6 (zleva)

5.7 Zhodnocení experimentu

Cílem experimentu bylo prokázat negativní vliv nesouososti rotačních hřídelí na provoz stroje. Jako první byl měřen samostatný motor, který na prázdno generoval nejnižší vibrace, teplotu a zároveň spotřebovával nejméně energie. Při spojení hřídelí došlo k růstu hodnot a to i přesto, že následující měření bylo provedeno při velice přesném ustavení hřídelí. To dokazuje, že už jen spojení hřídelí a vytvoření minimálního zatížení má výrazný vliv na provoz soustrojí. Při dalších experimentech, u kterých postupně rostla paralelní nesouosost, rostly i hodnoty měřených veličin a tím se potvrdilo (přestože experimenty probíhaly na velmi malém soustrojí, jehož provoz nebyl ničím zatížen), že nesouosost má na chod stroje výrazný negativní vliv. Při provozu většího, zatíženého stroje s nesouosostí hřídelí pohonu se hodnoty vibrací i teplota pohybují v daleko vyšších hodnotách, které mají negativní vliv na dynamické zatížení součástí a zkracují jejich životnost. Budou nutné častější opravy, zvyšují se náklady na náhradní díly a zároveň s nimi i ztráty z prostoje stroje. Pokud k těmto závěrům bude ještě přidán aspekt rostoucí spotřeby elektrického proudu při nesouososti hřídelí, je zřejmé, že správné ustavení stroje je pro jeho efektivní a ekonomicky výhodný provoz nezbytné.

ZÁVĚR

Průmyslové pohony, mezi které se počítají motory a převodovky, jsou nepostradatelnou součástí výrobních zařízení v průmyslu. Je důležité zajistit jejich plynulý provoz, případně minimalizovat čas prostoje zařízení, pokud k poruše dojde. Pro tento účel existuje technická diagnostika, která napomáhá zjišťovat aktuální technický stav stroje. Odhalením skutečného technického stavu stroje je možné zjistit provozní abnormality typu nevyváženost, nesouosost, mechanické uvolnění a jiné, které mají negativní vliv na chod stroje a životnost jeho součástí. S dostatkem informací o technickém stavu stroje je možné naplánovat nápravu abnormalit nebo určit zbývající životnost stroje. Pak je možné s dostatečným předstihem naplánovat odstávku, zajistit náhradní díly a kvalifikované pracovníky pro opravu stroje. Díky eliminaci neplánovaných dlouhých prostojů způsobených poruchami stroje a minimalizováním jejich délek naplánováním oprav dochází k nezanedbatelné úspoře nákladů, čímž dostává diagnostika v průmyslu jasný smysl.

V praktické části práce byly prováděny experimenty přesné paralelní nesouososti hřídelí motoru a hřídel na dvou podporách (ložiskách). Experimenty byly prováděny z důvodu sledování vlivu nesouososti na plynulý provoz stroje. Byl sledován vývoj vibrací, teploty a odběru elektrické energie. Celkem bylo provedeno osm experimentů, jeden spočíval v měření hodnot na rozpojeném motoru a dalších sedm již na kompletně složeném modelu stroje s rozdílnou souosostí hřídelí. Začátek experimentu vždy spočíval v přesném nastavení paralelní souososti hřídelí, pohybem motoru v horizontálním směru, následně byla poloha zafixována dotažením šroubů. Po nastavení polohy byl model uveden do provozu. Měření veličin probíhalo vždy až po patnácti minutách provozu stroje, během kterých se jeho části zahřály na pracovní teplotu. Jako první byly měřeny vibrace na předem definovaných bodech (MH, MA, L1, L2), poté proběhlo měření teplot na vždy stejných pozicích (M, L1, L2) a jako poslední probíhalo měření spotřeby elektrické energie na odděleném fázovém vodiči motoru. Tento postup experimentu se kromě měření na samostatném motoru opakoval pouze se změnou hodnoty vyosení, která se měnila po krocích 0,1 mm, a to od hodnoty 0,00 mm až po maximální horizontální přesazení 0,6 mm. Při kontrole výsledků je zřetelný nárůst všech hodnot měřených veličin. Nejvýraznější nárůst vibrací lze sledovat na bodě MH, kdy rozdíl mezi efektivní hodnotou vibrací s minimálním a maximálním přesazením je 144,6 %. Největší naměřený rozdíl teplot při minimálním a maximálním přesazení byl na ložisku L1, a to 8,9 °C. Rozdíl ve spotřebě elektrického proudu byl mezi minimálním a maximálním horizontálním přesazením 0,16 A, to odpovídá nárůstu asi o 6,8 %. Dle výsledků

experimentů je zřejmé, že s nesouosostí rostly i všechny kontrolované veličiny. Vysoké vibrace negativně ovlivňují životnost strojních součástí, a proto je z hlediska dlouhodobého provozu výhodné provozovat stroj s co nejnižšími vibracemi. Rostoucí teploty na motoru i ložiscích ukazují na zvýšené namáhání ložisek při zvětšující se nesouososti, čímž se opět snižuje jejich životnost. Zanedbatelná není ani spotřeba elektrické energie, která rovněž rostla se zvětšujícím se vyosením. Experimenty byly prováděny na velmi malém nezatíženém modelu, v případě nesouososti na zatíženém stroji s větším výkonem je pravděpodobné, že hodnoty vibrací, teploty, i spotřeby energie budou výrazně vyšší. Experimenty jasně prokázaly přínos přesné souososti hřídelí pro ekonomický provoz stroje, jak z hlediska jeho životnosti, tak i spotřeby elektrické energie.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VDOLEČEK, František. Technická diagnostika v systémech údržby. *Automa: Časopis pro automatizační techniku*. 2008, (5), 30-32. ISSN 1210-95. Dostupné také z: <https://automa.cz/page-flip/casopis/automa/2008/05/index.html#page/32>
- [2] BLATA, Jan a Janusz JURASZEK. *Metody technické diagnostiky: teorie a praxe = Metody diagnostyki technicznej : teorie a praktyka*. 1.vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2997-5.
- [3] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. *Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu*. 1. vydání. Praha: BEN - technická literatura, 2006. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-7300-158-6.
- [4] *Vibration Technical Guide* [online]. IMV Corporation [cit. 2021-06-11]. Dostupné z: https://www.imv-tec.eu/pr/vibration_measuring/chapter03/
- [5] SKF. *Vibration Diagnostic Guide: CM5003*. California: SKF Reliability Systems, 2000.
- [6] *Vibrationschool* [online]. [cit. 2021-10-22]. Dostupné z: <http://www.vibrationschool.com/mans/Indexa.htm>
- [7] BLOCH, Heinz a Fred GEITNER. *Machinery Failure Analysis and Troubleshooting: Practical Machinery Management for Process Plants Volume*. 4th. Elsevier: Butterworth-Heineman, 2012. ISBN 9780123860453.
- [8] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora*. 1.vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2755-1.
- [9] *Lami kappa* [online]. Teplice [cit. 2021-12-16]. Dostupné z: <http://www.lamikappa.cz/>
- [10] HELEBRANT, František, Ladislav HRABEC a Jan BLATA. *PROVOZ, DIAGNOSTIKA A ÚDRŽBA STROJŮ: Základní poruchy a jejich projevy ve frekvenčních spektrech*. 1. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-3028-5.
- [11] *Vibration analysis learning* [online]. USA: Power-mi [cit. 2021-12-02]. Dostupné z: <https://power-mi.com/>
- [12] NĚMEČEK, Pavel a Elias TOMEH. *Vibrační diagnostika základních závad strojů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010.
- [13] VALENT, Ondřej, Miloš GALÁD a Ľubomír KAČMÁR. *Technická diagnostika 1*. Praha: Condition monitoring and maintenance systems.
- [14] TAYLOR, James. *The Vibration Analysis Handbook*. USA: Vibration Consultants, 1994. ISBN 9780964051706.
- [15] LORENC, Zdeněk. *Měření vibrací a diagnostika strojů* [online]. [cit. 2021-11-10]. Dostupné z: <http://www.techpark.sk/technika-09-2008/mereni-vibraci-a-diagnostika-stroju.html>
- [16] *PRÜFTECHNIK* [online]. Germany [cit. 2021-11-10]. Dostupné z: <https://www.pruftechnik.com/>
- [17] VDOLEČEK, František. *Spolehlivost a technická diagnostika: Text pro podporu výuky v kombinovaném studiu*. Brno: VUT Brno Fakulta strojního inženýrství, 2002.

- [18] *Learn About Vibration* [online]. Vancouver: Vibes Corp, 2019 [cit. 2021-11-13]. Dostupné z: <https://www.vibescorp.ca/learn-about/basic-understanding-of-machinery-vibration>
- [19] *Profess: Dělení vibrodiagnostiky* [online]. [cit. 2021-11-11]. Dostupné z: <https://www.profess.cz/cs/mms/vibrodiagnostika>
- [20] *Difference between Online and Offline Condition Monitoring* [online]. 2020 [cit. 2021-11-11]. Dostupné z: <https://www.technomaxme.com/online-and-offline-condition-monitoring/>
- [21] TOMEH, Elias. *Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-174-0.
- [22] HELEBRANT, František a Jiří ZIEGLER. *Technická diagnostika a spolehlivost: II Vibrodiagnostika*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0650-9.
- [23] ČSN ISO 10816-3: *Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, 2010, 20 s.
- [24] *An Engineer's Guide: Making Maintenance Matter*. 12rd ed. Germany: PRUFTECHNIK, 2017.
- [25] *Condition Monitoring: Crest Factor Measurements For Bearing Spectral Analysis Damage Analysis*. 9-10.
- [26] *DBm / dBc* [online]. SPMInstrument.cz [cit. 2021-12-13]. Dostupné z: <https://www.spminstrument.cz/dbm-dbc/>
- [27] *TechNote #CM8: Vyhodnocování stavu valivých ložisek metodou rázových pulzů* [online]. Teplice: LAMI KAPPA [cit. 2021-09-26]. Dostupné z: <http://www.lamikappa.cz/vibrodiagnostika-2/>
- [28] MAIS, Jason. *Spectrum Analysis: The key features of analyzing spectra*. San Diego: SKF USA Inc., 2002.
- [29] *Introduction to Time Frequency and Modal Domains*. USA: Agilent technologies, 2002. 5988-6765EN.
- [30] BLATA, Jan. *Metody technické diagnostiky: učební text předmětu "Technická diagnostika" ; Metody technické diagnostiky CV : návody do cvičení předmětu "Technická diagnostika"*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-2735-3.
- [31] VOŠTOVÁ, Věra, František HELEBRANT a Karel JEŘÁBEK. *Provoz a údržba strojů*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 8001025314.
- [32] *Understand the basics and mathematics behind modal analysis* [online]. In: . [cit. 2022-11-25]. Dostupné z: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/pt/webinar/modal-analysis/21512>
- [33] KRÁLOVÁ, Magda. *Elektromotory* [online]. [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: <http://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/elektromagneticka-indukce/elektromotory>
- [34] ŠIMON, Josef. Jak se dělá elektromotor. *Elektro* [online]. 2011, (2), 36-43. ISSN 1210-0889. Dostupné také z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/jak-se-dela-elektromotor--9725>
- [35] *Electrical Academia* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://electricalacademia.com/>

- [36] SABHADIYA, Jignesh. *What Is Gearbox?: Definition, Types, And Uses* [online]. [cit. 2021-11-28]. Dostupné z: <https://www.engineeringchoice.com/gearbox/>
- [37] MT 110.10 Cutaway model: spur and worm gear. In: *Gunt Hamburg* [online]. Hamburg [cit. 2022-03-26]. Dostupné z: <https://www.gunt.de/en/products/cutaway-model-spur-and-worm-gear/051.11010/mt110-10/glct-1:pa-148:pr-976>
- [38] *What is Bearing?: What are Main Types of Bearings?* [online]. [cit. 2022-01-20]. Dostupné z: <https://www.mech4study.com/2016/08/what-is-bearing-what-are-main-types-of-bearings.html>
- [39] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK a Prokeš FRANTIŠEK. *Základy konstruování*. Vyd. 3., upr. a dopl. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [40] *Valivá ložiska: PUB BU/PI 17000/1 CS* [online]. SKF Group, 2019 [cit. 2021-11-18]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [41] *Cylindrical roller bearings* [online]. In: . [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings>
- [42] EBRAHIMI, Ebrahim. Fault diagnosis of Spur gear using vibration analysis. *Journal of American Science* [online]. 133-138 [cit. 2021-11-10]. Dostupné z: http://www.jofamericanscience.org/journals/am-sci/am0801/020_7158am0801_133_138.pdf
- [43] GRANEY, Brian a Ken STARRY. Rolling Element Bearing Analysis. *Materials Evaluation: Technical Paper*. The American society for nondestructive testing, 2012, (70), 78-85. ISSN 255327.
- [44] SUNDSTRÖM, Tim. *Metoda rázových pulsů SPM a čtyři fáze poškození valivých ložisek*. Brno: SPM Instrument s.r.o., 2013.
- [45] Rolling Element Bearings. *Field Application Note* [online]. League City: STI, 2012 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://www.stiweb.com/v/vspfiles/downloadables/appnotes/reb.pdf>
- [46] *5 most common causes of bearing failures in electric motors and what to do about them* [online]. [cit. 2021-10-25]. Dostupné z: <https://www.bearing-news.com/5-common-causes-bearing-failures-electric-motors/>
- [47] *Electrically Induced Bearing Damage (EIBD) aka Shaft Currents aka Electrical Discharge Machining (EDM): Identification, Cause, Effect, Prevention, and Solutions* [online]. Vancouver: VIBES Corp [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: <https://www.vibescorp.ca/pdf/electrically-induced-bearing-damage-and-shaft-currents.pdf?v=2>
- [48] *ZKL Group* [online]. [cit. 2021-12-25]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz>
- [49] BRAUN, Simon, D. EWINS a Singiresu RAO. *Encyclopedia of vibration*. San Diego: Academic Press, 2002. ISBN 0-12-227085-1.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

FFT	rychlá Fourierova transformace
RMS	efektivní hodnota
μm	mikrometr
Hz	hertz
kHz	kilohertz
g	gravitační konstanta zrychlení
SPM	metoda rázových pulzů
dBm	decibel maximální hodnota
dBc	decibel kohercová hodnota
OS	osa rotace
COS	teoretická osa rotace
GMF	zubová frekvence
HTF	frekvence loveckých zubů
Z_P	počet zubů pastorku
RPM _P	rychlost otáčení pastorku
Z_G	počet zubů ozubeného kola
RPM _G	rychlost otáčení ozubeného kola
N_A	počet shromážděných fází
f	frekvence
BPFO	frekvence vnějšího kroužku
BPFI	frekvence vnitřního kroužku
BSF	frekvence valivých elementů
FTF	frekvence klece
N_B	počet valivých elementů
B_D	průměr valivého elementu

P_D	roztečný průměr
β	kontaktní úhel
MH	motor horizontální směr
MA	motor axiální směr
L1	ložisko 1
L2	ložisko 2
A	ampér
$^{\circ}\text{C}$	stupně Celsia

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Akcelerometr [9]	13
Obrázek 2 Průběh trendu rychlosti vibrací [10].....	13
Obrázek 3 Skládání FFT spektra [11].....	14
Obrázek 4 Kaskádový diagram [8]	15
Obrázek 5 Porovnání Špička, Špička - Špička a RMS [11].....	16
Obrázek 6 Měření vibrací přístrojem Vibxpert II [16]	17
Obrázek 7 Fázový posun jednotlivých veličin [2]	18
Obrázek 8 Závislost citlivosti veličin na frekvenci [11].....	19
Obrázek 9 Online monitorovací zařízení VIBRONET [16]	20
Obrázek 10 Pozice měření vibrací [2]	21
Obrázek 11 Typy přiložení snímačů a jejich rezonanční frekvence [21]	22
Obrázek 12 Typy montáže snímačů a jejich rezonanční frekvence [21].....	22
Obrázek 13 Tabulka vytvořená dle normy ISO 10816-3 [24]	23
Obrázek 14 Vývoj poškození ložiska při použití metody Crest Factor [25]	24
Obrázek 15 Průběh SPM [26].....	25
Obrázek 16 Obálkové spektrum poškozeného ložiska [8].....	26
Obrázek 17 Průběh časového signálu zrychlení [30].....	27
Obrázek 18 Provedení modální analýzy [32]	28
Obrázek 19 Stejnoseměrný komutátorový motor [35]	30
Obrázek 20 Asynchronní elektromotor [34].....	31
Obrázek 21 Řez převodovkou s čelními a šnekovým kolem [37]	32
Obrázek 22 Řez částmi valivého válečkového ložiska [41]	33
Obrázek 23 Statická nevyváženost [30].....	34
Obrázek 24 Momentová nevyváženost [30]	35
Obrázek 25 Dynamická nevyváženost [30]	35
Obrázek 26 Typické spektrum statické a momentové nevyváženosti [10]	36
Obrázek 27 Typické spektrum dynamické nevyváženosti [10].....	36
Obrázek 28 Typy nesouososti [12]	37
Obrázek 29 Projev paralelní nesouososti [2]	37
Obrázek 30 Projev úhlové nesouososti [2]	38
Obrázek 31 Prohnutý hřídel na dvou podporách [12].....	38
Obrázek 32 Ohnutý převislý hřídel [12]	39
Obrázek 33 Uvolnění rotující hřídele a projev ve spektru vibrací [11]	40
Obrázek 34 Typické spektrum ozubených převodů [22].....	41

Obrázek 35 Poškozený zub [42]	42
Obrázek 36 Vzor frekvenčního spektra excentrického ozubeného kola [11]	42
Obrázek 37 Spektrum poškození ložiska, první fáze [45]	44
Obrázek 38 Spektrum poškození ložiska, druhá fáze [45]	44
Obrázek 39 Spektrum poškození ložiska, třetí fáze [45]	45
Obrázek 40 Spektrum poškození ložiska, třetí fáze [45]	45
Obrázek 41 Poškození vnitřního kroužku ložiska elektrickým proudem [47]	47
Obrázek 42 Použitý model	52
Obrázek 43 Schématický model s pozicemi měřících míst	52
Obrázek 44 Rotalign ultra	54
Obrázek 45 Fluke Ti125, Vibxpert II, Benning CM2	55
Obrázek 46 Voltcraft DT-10L	55
Obrázek 47 Umístění laseru a snímače pro ustavení sousostí stroje	56
Obrázek 48 Rozpojený motor před experimentem č.0	59
Obrázek 49 Měření otáček rotoru	59
Obrázek 50 Měření celkové hodnoty vibrací samostatného motoru	60
Obrázek 51 Výsledky vyosení experimentu č.1	61
Obrázek 52 Výsledky vyosení experimentu č.2	62
Obrázek 53 Výsledky vyosení experimentu č.3	63
Obrázek 54 Výsledky vyosení experimentu č.4	64
Obrázek 55 Výsledky vyosení experimentu č.5	65
Obrázek 56 Výsledky vyosení experimentu č.6	66
Obrázek 57 Výsledky vyosení experimentu č.7	67
Obrázek 58 Trendy efektivní hodnoty vibrací motoru	68
Obrázek 59 Kaskádový diagram spektra	69
Obrázek 60 Kaskádový diagram spektra	70
Obrázek 61 Efektivní hodnota vibrací měřená na motoru, ložiscích L1 a L2	71
Obrázek 62 Naměřené teploty na určených místech	71
Obrázek 63 Rozdíl teplot ložiska 1 při experimentech	72
Obrázek 64 Rozdíl teplot motoru při experimentech	72
Obrázek 65 Rozdíl teplot ložiska 2 při experimentech	73
Obrázek 66 Trend odběru elektrického proudu	73
Obrázek 67 Rozdíl spotřeby energie modelu při měření	74

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Použité díly modelu	53
Tabulka 2 Použité přístroje	54
Tabulka 3 Výsledky experimentu číslo 0	60
Tabulka 4 Výsledky experimentu číslo 1	61
Tabulka 5 Výsledky experimentu číslo 2	62
Tabulka 6 Výsledky experimentu číslo 3	63
Tabulka 7 Výsledky experimentu číslo 4	64
Tabulka 8 Výsledky experimentu číslo 5	65
Tabulka 9 Výsledky experimentu číslo 6	66
Tabulka 10 Výsledky experimentu číslo 7	67