



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY

DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING

VIBRODIAGNOSTIKA ELEKTRICKÝCH STROJŮ

VIBRODIAGNOSTICS OF ELECTRICAL MACHINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Daniel Boháček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marcel Janda, Ph.D.

BRNO 2022

Diplomová práce

magisterský navazující studijní program **Silnoproudá elektrotechnika a výkonová elektronika**

Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky

Student: Bc. Daniel Boháček

ID: 186034

Ročník: 2

Akademický rok: 2021/22

NÁZEV TÉMATU:

Vibrodiagnostika elektrických strojů

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Seznamte se s metodami analýzy vibračních signálů.
2. Vytvořte algoritmy pro analýzu vibračních signálů a v prostředí MATLAB vytvořte uživatelské prostředí pro zpracování vibrací elektrických strojů.
3. Proveďte analýzu naměřených vibrací konkrétních elektrických strojů.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

- [1] JACEK F. GIERAS, Jacek F.Chong Wang. Noise of Polyphase Electric Motors. Hoboken: CRC Press, 2005. ISBN 978-142-0027-730.
- [2] CIGÁNEK, Ladislav. Stavba elektrických strojů: Celost. vysokošk. učebnice. 1. vyd. Praha: SNTL, 1958, 714, [1] s.

Termín zadání: 7.2.2022

Termín odevzdání: 22.5.2022

Vedoucí práce: Ing. Marcel Janda, Ph.D.

doc. Ing. Ondřej Víték, Ph.D.
předseda rady studijního programu

UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá metodami analýz vibrací u elektrických točivých strojů. Ze začátku je nutné si vysvětlit základní pojmy a uvést do problematiky vibrací. Následně je práce zaměřena na zdroje vibrací u elektrických strojů. Jsou i popsány závady na elektrických točivých strojích způsobující vibrace. Snímání se provádí pomocí snímačů výchylky, rychlosti a zrychlení. Změřený signál je potřeba upravit a tomu se v další kapitole věnují filtry, aproximace a vzorkování. Hlavním cílem jsou metody analýz, mezi které patří nejznámější ve frekvenční oblasti frekvenční analýza (FFT) a v časové oblasti obálková metoda. Patří sem i další metody jako Kurtosis factor, Crest factor apod. Dále je v práci základní blokové schéma pro měření vibrací. Toto blokové schéma je naprogramováno a je pro něj udělané grafické uživatelské prostředí. V poslední části je vyhodnocení naměřených dat daných motorů.

Klíčová slova

Vibrace, vibrodiagnostika, asynchronní motor, výchylka, rychlost, zrychlení, zdroje vibrací, nevyváženost, nesouosost, excentricita, ohnutý hřídel, mechanické uvolnění, valivá a kluzná ložiska, snímač, filtr, aproximace, vzorkování, metody analýz, Obálková metoda, Rychlá Fourierova transformace (FFT), Crest Factor, váhová okna, Matlab, GUI.

Abstract

This master's thesis deals with methods of vibration analysis in electric rotating machines. From the beginning, it is necessary to explain the basic concepts and introduce the issue of vibration. Next time, the work is focused on sources of vibration in electrical machines. Defects on electric rotating machines causing vibrations are described. Sensing is performed using sensors of deflection, speed and acceleration. The measured signal needs to be adjusted and filters, approximations and sampling will cover this in the next chapter. The main objective is the methods of analysis, which include the best known in the field of frequency analysis (FFT) and the envelope method in the time domain. This includes other methods such as Kurtosis factor, Crest factor, etc. There is also a basic block diagram for measuring vibrations. This block diagram is programmed and has a graphical user interface. The last part is an evaluation of the measured data of the engines.

Keywords

Vibration, vibrodiagnostics, asynchronous motor, deflection, speed, acceleration, vibration sources, unbalance, misalignment, eccentricity, bent shaft, mechanical release, rolling and plain bearings, sensor, filters, approximation, sampling, analysis methods, Envelope method, Fast Fourier transform (FFT), Crest Factor, weight windows, Matlab, GUI (graphical user interface).

Bibliografická citace

BOHÁČEK, Daniel. *Vibrodiagnostika elektrických strojů*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/142771>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky. Vedoucí práce Marcel Janda. Počet stran 83.

Prohlášení autora o původnosti díla

Jméno a příjmení studenta:	<i>Daniel Boháček</i>
VUT ID studenta:	<i>186034</i>
Typ práce:	<i>Diplomová práce – DP</i>
Akademický rok:	<i>2021/22</i>
Téma závěrečné práce:	<i>Vibrodiagnostika elektrických strojů</i>

Prohlašuji, že svou závěrečnou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucí/ho závěrečné práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené závěrečné práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této závěrečné práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne: 20. května 2022

podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Marceli Jandovi, Ph.D. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Brně dne: 20. května 2022

podpis autora

Obsah

SEZNAM OBRÁZKŮ	13
SEZNAM TABULEK.....	15
ÚVOD	16
1. OBECNÝ POPIS VIBRACÍ.....	17
1.1 ZÁKLADNÍ POJMY	17
1.1.1 <i>Kmitočet f a perioda T</i>	17
1.1.2 <i>Fáze (fázový posun) φ</i>	18
1.1.3 <i>Vlnoplocha λ</i>	18
1.2 VZNIK VIBRACÍ.....	19
1.2.1 <i>Složené vibrace</i>	21
1.3 VELIČINY CHARAKTERIZUJÍCÍ VIBRACE.....	22
1.3.1 <i>Výchylka y</i>	22
1.3.2 <i>Rychlost v</i>	22
1.3.3 <i>Zrychlení a</i>	22
2. VIBRACE U ELEKTRICKÝCH TOČIVÝCH STROJŮ	23
2.1 ZDROJE VIBRACÍ V ELEKTRICKÝCH STROJÍCH.....	23
2.1.1 <i>Elektromagnetické</i>	23
2.1.2 <i>Mechanické</i>	24
2.1.3 <i>Aerodynamické</i>	24
2.2 ZÁVADY NA ELEKTRICKÝCH STROJÍCH ZPŮSOBUJÍCÍCH VIBRACE	24
2.2.1 <i>Statická silová nevyváženost</i>	24
2.2.2 <i>Momentová nevyváženost</i>	25
2.2.3 <i>Dynamická nevyváženost</i>	25
2.2.4 <i>Nesouosost rotoru</i>	26
2.2.5 <i>Excentricita rotoru</i>	26
2.2.6 <i>Ohnutý hřídel</i>	27
2.2.1 <i>Mechanické uvolnění</i>	28
2.3 VALIVÁ A KLUZNÁ LOŽISKA.....	28
2.3.1 <i>Závady na ložiscích</i>	28
3. ZPŮSOBY MĚŘENÍ VIBRACÍ	32
3.1 SNÍMAČ VÝCHYLKY	33
3.2 SNÍMAČ RYCHLOSTI	34
3.3 SNÍMAČE ZRYCHLENÍ (AKCELEROMETRY).....	35
4. ÚPRAVA SIGNÁLU	37
4.1 FILTRY	37
4.1.1 <i>Horní a dolní propust</i>	37
4.1.2 <i>Pásmová propust a zádrž (Bandpass and Bandstop)</i>	38
4.1.3 <i>Filtr s končnou pulsní odezvou (FIR)</i>	39
4.1.4 <i>Filtr s nekonečnou pulsní odezvou (IIR)</i>	39
4.1.5 <i>Filtry používané u točivých strojů</i>	40
4.2 APROXIMACE	40
4.2.1 <i>Besselova aproximace</i>	40

4.2.2	Butterworthova aproximace.....	41
4.2.3	Čebyševova aproximace.....	41
4.3	VZORKOVÁNÍ, CHYBA TYPU ALIASING	42
4.3.1	Projevy vzorkování:	42
5.	METODY ANALÝZY VIBRACÍ.....	44
5.1	ANALÝZA V ČASOVÉ OBLASTI.....	44
5.1.1	Veličiny popisující časový signál	45
5.2	FREKVENČNÍ ANALÝZA – FOURIEROVA TRANSFORMACE (FFT).....	46
5.2.1	Fourierova transformace	46
5.2.2	Rychlá Fourierova transformace FFT	47
5.2.3	Příklad FFT z programu Matlab.....	48
5.3	ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU (ANALÝZA)	50
5.3.1	Okna Fourierovy transformace.....	50
5.4	DALŠÍ METODY ANALÝZ.....	52
5.4.1	Obálková analýza (Envelope spektrum).....	52
5.4.2	Metoda rázových pulzů (Shock pulse metod)	53
5.4.3	Metoda BCU (Bearing condition unit).....	53
5.4.4	Metoda činitele výkmitu (Crest factor) CF	53
5.4.5	Metoda SEE (Spectral emitted energy)	54
5.4.6	Kurtosis factor	54
6.	PŘEHLED PŮSOBENÍ VIBRACÍ.....	57
7.	STRUKTURA PROGRAMU PRO MĚŘENÍ A ANALÝZU VIBRACÍ.....	59
8.	POPIS GRAFICKÉHO UŽIVATELSKÉHO PROSTŘEDÍ GUI.....	60
8.1	PARAMETRY STROJE.....	60
8.2	NAČTENÍ HODNOT	61
8.3	NASTAVENÍ FILTRU	61
8.4	VÝBĚR ANALÝZY	62
8.4.1	Výstupy analýz	62
9.	VIHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH VIBRACÍ	64
9.1	MOTOR M2	65
9.2	MOTOR M4	67
9.3	MOTOR M7	71
9.4	MOTOR M8	73
ZÁVĚR		82
LITERATURA.....		84
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK		86

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Zobrazení kmitavého pohybu zavěšeného tělesa na pružině a jeho sinusový průběh [4]	19
Obrázek 2 – Zobrazení dvou signálů o různých frekvencích a výsledný složený průběh [5]	21
Obrázek 3 - a) Statická nevyváženost, b) Momentová nevyváženost [9]	25
Obrázek 4 - Dynamická nevyváženost [9]	25
Obrázek 5 - a) Paralelní nesouosost, b) Úhlová nesouosost [4]	26
Obrázek 6 - a) Bez excentricity, b) Statická excentricita, c) Dynamická excentricita [12]	27
Obrázek 7 - Ohnutý hřídel [4]	27
Obrázek 8 - důvody poruch ložisek [11]	29
Obrázek 9 - Zobrazení relativních a absolutních kmitů [15]	32
Obrázek 10 - Základní konstrukční uspořádání piezoelektrických akcelerometrů: a) Delta Shear, b) Planar Shear, c) s centrálním tlakovým namáháním (B – těleso snímače, m – seizmická hmota, P – piezoelektrický prvek, R – předpínací prstenec, S – předpínací disk) [15]	35
Obrázek 11 - Závislost dolní a horní propusti [20]	38
Obrázek 12 - Závislost pásmové propusti a zádrže [20]	38
Obrázek 13 - Modulové charakteristiky Besselovy aproximace	40
Obrázek 14 - Modulové charakteristiky Butterworthovy aproximace	41
Obrázek 15 - Modulové charakteristiky Čebyševovy aproximace s dovoleným zvlněním v propustném směru 3 dB	41
Obrázek 16 - Projevy typu aliasing [9]	43
Obrázek 17 - Zobrazení časové a frekvenční oblasti	44
Obrázek 18 - Znázornění hodnot RMS, Peak a Average	45
Obrázek 19 - Časový průběh složeného signálu	49
Obrázek 20 - Spektrum složeného signálu (FFT)	49
Obrázek 21 – Příklad použití váhových oken při periodickém a neperiodickém signálu [9]	51
Obrázek 22 - Příklad obálkové metody	52
Obrázek 23 - Průběh Crest factoru v závislosti na poškození ložiska [24]	54
Obrázek 24 – Závislost Kurtosis factoru [25]	55
Obrázek 25 - Normální rozdělení - Gaussova křivka	55
Obrázek 26 - Blokové schéma pro měření a analýzu vibrací	59
Obrázek 27 - Program k analyzování naměřených dat	59
Obrázek 28 - Celkové GUI	60
Obrázek 29 - a) Zadávání parametrů stroje b) zobrazení parametrů stroje	60
Obrázek 30 - Načtení hodnot do programu	61
Obrázek 31 - Zadání hodnot pro nastavení filtru	61
Obrázek 32 - Zobrazení parametrů filtru	61
Obrázek 33 - Výběr analýzy	62
Obrázek 34 - Obálková metoda	62
Obrázek 35 - Zobrazení spektra a vyznačení peaků	63
Obrázek 36 - Výpis hodnot deseti peaků	63
Obrázek 37 - Crest Factor a zobrazení stavu	63
Obrázek 38 - FFT motoru 2 – čidlo A (M2A)	65
Obrázek 39 - FFT motoru 2 – čidlo B (M2B)	65
Obrázek 40 - FFT motoru 2 – čidlo 0 (M2_0)	65
Obrázek 41 - FFT motoru 2 – čidlo 1 (M2_1)	66
Obrázek 42 - FFT motoru 4 – čidlo A (M4A)	67
Obrázek 43 - FFT motoru 4 – čidlo B (M4B)	67

Obrázek 44 - FFT motoru 4 – čidlo 0 (M4_0)	67
Obrázek 45 - FFT motoru 4 – čidlo 1 (M4_1)	68
Obrázek 46 - FFT motoru 4 – bez přichycení – čidlo A (M4Abez).....	69
Obrázek 47 - FFT motoru 4 – bez přichycení – čidlo B (M4Bbez)	69
Obrázek 48 - FFT motoru 4 – bez přichycení – čidlo 0 (M4_0_bez)	69
Obrázek 49 - FFT motoru 4 – bez přichycení – špatně připevněné čidlo čidlo 1 (M4_1_bez(cidlo))	70
Obrázek 50 - FFT motoru 7 – čidlo A (M7A)	71
Obrázek 51 - FFT motoru 7 – čidlo B (M7B).....	71
Obrázek 52 - FFT motoru 7 – čidlo 0 (M7_0)	71
Obrázek 53 - FFT motoru 7 – čidlo 1 (M7_1)	72
Obrázek 54 - FFT motoru 8 – čidlo A (M8A)	73
Obrázek 55 - FFT motoru 8 – čidlo B (M8B).....	73
Obrázek 56 - FFT motoru 8 – čidlo 0 (M8_0)	73
Obrázek 57 - FFT motoru 8 – čidlo 1 (M8_1)	74
Obrázek 58 - FFT motoru 8 – čidlo A – jmenovité napětí 400 V (M8A400)	75
Obrázek 59 - FFT motoru 8 – čidlo B – jmenovité napětí 400 V (M8B400).....	75
Obrázek 60 - FFT motoru 8 – čidlo 0 – jmenovité napětí 400 V (M8_0_400).....	75
Obrázek 61 - FFT motoru 8 – čidlo 1 – jmenovité napětí 400 V (M8_1_400).....	76
Obrázek 62 - FFT motoru 8 – čidlo A – bez přichycení (M8Abez).....	77
Obrázek 63 - FFT motoru 8 – čidlo B – bez přichycení (M8Bbez)	77
Obrázek 64 - FFT motoru 8 – čidlo 0 – bez přichycení (M8_0bez)	77
Obrázek 65 - FFT motoru 8 – čidlo 1 – bez přichycení (M8_1bez)	78
Obrázek 66 - FFT motoru 8 – čidlo A – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8Adyn).....	79
Obrázek 67 - FFT motoru 8 – čidlo B – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8Bdyn).....	79
Obrázek 68 - FFT motoru 8 – čidlo 0 – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8_0dyn).....	79
Obrázek 69 - FFT motoru 8 – čidlo 1 – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8_1dyn).....	80

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Script se složeným signálem, FFT a grafem.....	48
Tabulka 2 - Diagnostická tabulka s elektrickými závadami	57
Tabulka 3 - Diagnostická tabulka s mechanickými závadami	58
Tabulka 4 - Popis čidel A a B.....	64
Tabulka 5 - Popis čidel 0 a 1.....	64
Tabulka 6 - Štítkové hodnoty.....	64

ÚVOD

Vibrace jsou tělesa nebo částice, která konají pohyb a tím jsou zdrojem menších či větších kmitů. Ty mohou být pro člověka užitečné (chtěné). Jsou to například vibrace telefonu, elektrická a pneumatická kladiva, vibrační válce, reproduktory, prosévací stoly v mlýnech. Dokonce i zvuk vzniká pomocí chvění. Nastávají i situace, kdy vibrace pro člověka užitečné nejsou a jsou mu spíš ke škodě. Je to u strojů a zařízení, které podléhají většímu zatížení. Tyto stroje mají součásti, které se více opotřebovávají a klesá jim životnost a tím i vznikají nežádoucí vibrace a hluk.

Točivé stroje jsou nedílnou součástí dnešní doby. Slouží k přeměně elektrické energie na mechanickou nebo naopak. Jejich hlavními přednostmi je poměrně jednoduchá konstrukce, vysoká spolehlivost a účinnost. Vibracemi se zabýváme hlavně u točivých elektrických strojů užívaných v různých průmyslových odvětvích. Rostou nároky na životnost, účinnost a spolehlivý provoz elektrických strojů, což má za následek zlepšení bezpečnosti a finanční stránky jako ušetření elektrické energie a výměny částí stroje. Proto jsou točivé stroje preventivně kontrolovány, aby se předešlo odstávkám nebo dokonce i zničení stroje.

Mezi údržbu a preventivní kontroly patří i vibrodiagnostika. Je to nedestruktivní pozorování a měření bez nutnosti demontáže stroje. Tento stroj generuje určité signály vibrací, které nám sdělují informace o stavu zařízení. Toto měření nám slouží k vyhodnocení stavu stroje, u kterého se sledují ložiska, excentricita, nevyváženost, nesouosost.

1. OBECNÝ POPIS VIBRACÍ

Kmitání (oscilace) mechanické soustavy jsou vibrace. Toto kmitání představuje pohyb pružného tělesa nebo prostředí, jehož body kmitají kolem své rovnovážné polohy. Mezi hlavní metody technické diagnostiky patří monitorování a vyhodnocení vibrací. Pro správné fungování a strategické plánování nápravných opatření je důležitá detekce možné závady. [1]

Vibrace můžeme popsat pomocí amplitudy, fáze v daném časovém okamžiku. Mají většinou náhodný charakter a skládají se z několika kmitočtových složek. To popisuje spektrální výkonová hustota vztažená k určité šířce pásma. Vibrace lze rozlišovat z jejich amplitudy, frekvence, časového průběhu nebo spektra. Mechanické vlnění jsou vibrace v tuhých látkách, v kapalných či plynných látkách se vlnění v rozsahu akustických kmitočtů (slyšitelných) nazývá jako zvuk. [2]

U mechanického kmitání je dynamický děj. Je to proto, že se během času neustále mění hodnoty určujících veličin kmitání jako je výchylka, rychlost a zrychlení.

Vibrace jsou hlavně způsobeny dynamickými silami, výrobními nepřesnostmi, vůlemi pohybových částí, stykem dílů se třením a odvalováním, nevyvážeností částí stroje s rotačním kmitavým pohybem, mechanickým chvěním, které vyvolá rezonanci dalších součástí, čímž se stane dalším zdrojem vibrací.

Kmitavý systém je většinou popsán pomocí diferenciální rovnice nebo soustavou diferenciálních rovnic. Kinematické poměry nám určí časový průběh kmitání tělesa, pomocí rovnice rovnováhy sil a momentů působících na soustavu můžeme určit příčiny kmitání. Pomocí polohového vektoru lze určit polohu tuhého tělesa nebo hmotného bodu v prostoru. Mechanické kmitání lze popsat, pokud bude v kterémkoliv okamžiku určena amplituda a fáze tohoto vektoru. S mechanickým kmitáním souvisí i rázy, což je střetnutí dvou vzájemně pohybujících se těles. Tím se vyvolá tzv. otřes (přechodový jev). [3]

1.1 Základní pojmy

V základních pojmech si nejprve vysvětlíme pojmy jako kmitočet, perioda, fáze, vlnoplochu a rychlost šíření rozruchu.

1.1.1 Kmitočet f a perioda T

Kmitočet neboli frekvence f určuje počet celých kmitů za sekundu, které kmitající hmotný bod vykoná. Jednotka frekvence je i Hertz [Hz]. Často bývá frekvence f nahrazována úhlovým kmitočtem ω , která lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$\omega = 2\pi f \quad (1.1)$$

Perioda T nám udává dobu periodicky se opakujícího děje (doba jednoho kmitu). Její jednotkou je sekunda [s]. Perioda je určena kladnými maximálními výchylkami mezi dvěma sousedícími body.

$$f = \frac{1}{T} \quad (1.2)$$

1.1.2 Fáze (fázový posun) φ

Fáze neboli fázový posun φ je dán posunem dvou periodických veličin. Může být měřen ve stupních [°] nebo v obloukové míře pomocí radiánu [rad]. V obloukové míře se posun o 2π [rad] rovná 360° . Posun dvou periodických veličin nám udává fázový posun. Pokud mají dva děje stejný kmitočet ale rozdílné uhly φ_1 a φ_2 , rozdíl fází mezi oběma ději určí současně i časový rozdíl, o který jsou děje posunuty.

Fáze je měřena jako úhlový nebo časový rozdíl jednoho signálu vibrací vůči druhému, nebo jako rozdíl vibračního signálu. U rotačních součástí je fáze měřena vůči vztaženému bodu, např. na hřídeli, což nám slouží k lokalizaci poškození. [3] [1]

1.1.3 Vlnoplocha λ

Vlnoplochou se rozumí množina bodů prostoru (plocha), která při vlnění kmitá se stejnou fází a ve stejný okamžik. Pro dvě sousední vlnoplochy při vyzařování jednoduchého signálu s kmitočtem f [Hz] od sebe vzdáleny o vlnovou délku λ [m] vyzařovaného rozruchu a při rychlosti šíření vlnění c [m/s] platí:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1.3)$$

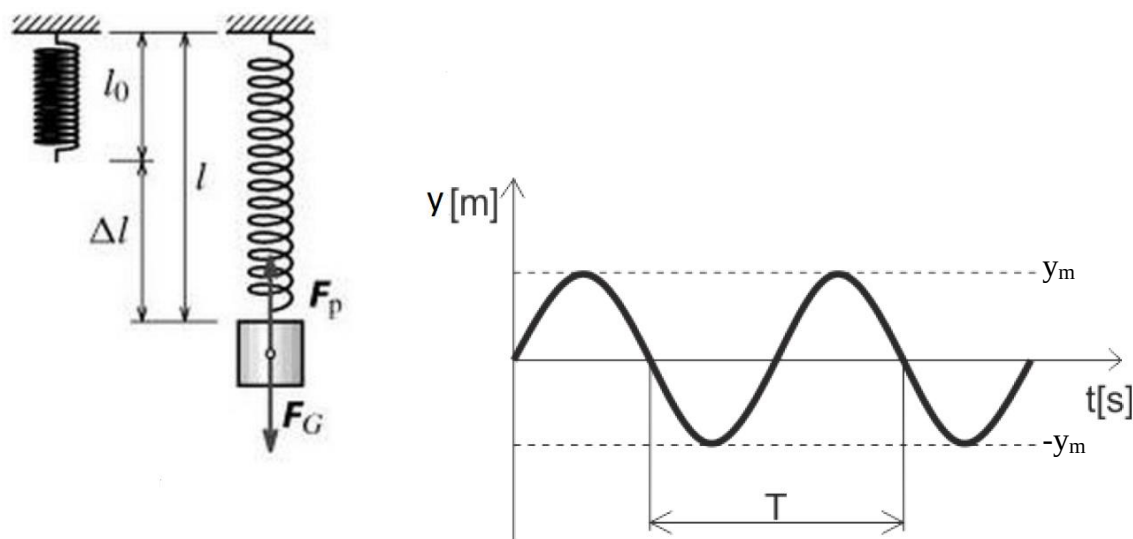
1.1.3.1 Rychlost šíření vlnění

Rychlost šíření vlnění ve vzduchu je závislá na hustotě prostředí ρ [kg. m⁻³], teplotě δ [°C] a dalších veličinách. Homogenní prostředí má rychlost nezávislou na směru šíření, v nehomogenním prostředí může být rychlost i směrově závislá.

Silové působení budícího kmitání vyvolá šíření vlnění, kde se přenášená energie (rozruch) šíří od zdroje (buzené částice) k rychlosti šíření c . Rychlost šíření rozruchu prostředím je ve vzduchu $c = 340$ m/s, v oceli $c = 5200$ m/s, v betonu $c = 3000$ m/s, ve vodě $c = 1440$ m/s. [2]

1.2 Vznik vibrací

Vznik vibrací lze ukázat za pomoci pružiny a hmotného bodu. Hmotný bod P je zavěšen na pružině, která je na jednom konci pevně přichycena. Pohyb tohoto bodu vytvoří pružná síla, která vzniká pružností nějakého prostředí (tělesa) při jeho deformaci. Těleso se touto silou brání deformaci, což je reakce na vnější sílu způsobující deformaci tělesa. Tato síla se snaží deformované těleso vrátit do původního stavu. Působí zde síla, která v našem případě při stlačené či roztahené pružině se ji snaží vrátit do původního stavu.



Obrázek 1 – Zobrazení kmitavého pohybu zavěšeného tělesa na pružině a jeho sinusový průběh [4]

Pružina bez hmotného bodu P má délku l_0 a zavěšením hmotného bodu se roztáhne na délku l o vzdálenost Δl . V této poloze je pružina v rovnovážné poloze, pokud na něj nepůsobí vnější síla. Pokud budeme považovat pružinu za dokonale pružnou (vnější silou se deformuje, po odstranění vnější síly se pružina vrací do původní velikosti a tvaru), je řízena pružná síla Hookovým zákonem. Tato síla má opačný směr než výchylka a je přímo úměrná výchylce y . Pro výpočet pružné síly F_e lze použít Hookův zákon daný vztahem:

$$F_e = -y \cdot k \quad (1.4)$$

kde:

F_e	...	pružná síla [N]
y	...	výchylka [m]
k	...	tuhost pružiny [N/m]

Mezi síly, které můžou zapříčinit kmitavý pohyb patří i síly kvazielastické. Je to například hmotný bod na pevném nepružném vlákně o téměř nulové hmotnosti.

Vychýlením hmotného bodu z rovnovážné polohy pomocí nějaké síly, tak se hmotný bod rozpohybuje. Tento bod začne konat zrychlený pohyb, jehož cílem bude dostat se zpátky do rovnovážné polohy. Vlivem setrvačnosti ale přejde na druhou stranu a vzdaluje se od rovnovážné polohy. Tento kmitavý harmonický pohyb se bude opakovat, dokud se hmotný bod nezastaví. Průběh tohoto bodu závisí na vlastnostech hmotného bodu a vlastnostech pružiny. Potom můžeme vlivem pružné síly popsat pohyb pohybovou rovnicí hmotného bodu:

$$F_e = m \cdot a \quad (1.5)$$

kde:

$$\begin{array}{lll} a & \dots & \text{zrychlení [m/s}^2\text{]} \\ m & \dots & \text{hmotnost tělesa [kg]} \end{array}$$

Za sílu dosadíme vztah pro výpočet pružné síly ze vztahu 1.4 a za zrychlení dosadíme druhou derivaci výchylky. Touto úpravou získáme diferenciální rovnici pro netlumený harmonický pohyb.

$$-y \cdot k = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} \rightarrow \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{k}{m} \cdot y = 0 \quad (1.6)$$

Kmitání bude tlumené za předpokladu, že uvažíme ztráty energie v pružení a třením tělesa P o hmotnosti m . Tím se rozšíří pohybová rovnice o další členy. V tomto případě nepůsobí během celého pohybu žádné síly, které by zakřivovaly dráhu pohybu. Tento jev můžeme nazvat přímočarým kmitavým pohybem. Amplitudou výchylky y a kmitočtem f je popsán průběh kmitavého pohybu. Kmitavý systém je tvořen hmotou určité velikosti zavěšené na pružině. Tento systém má vždy stejnou frekvenci a nezáleží na amplitudě výchylky. Frekvence se nazývá jako rezonanční frekvence nebo frekvence vlastní soustavy.

Pokud v rovnici 1.6 nahradíme tímto vztahem:

$$\frac{K}{m} = \omega^2 \quad (1.7)$$

pak úpravou získáme vztah:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \omega^2 \cdot y = 0 \quad (1.8)$$

Vyjde nám diferenciální rovnice druhého řádu, lineární, homogenní a s konstantními koeficienty.

Řešením této rovnice je:

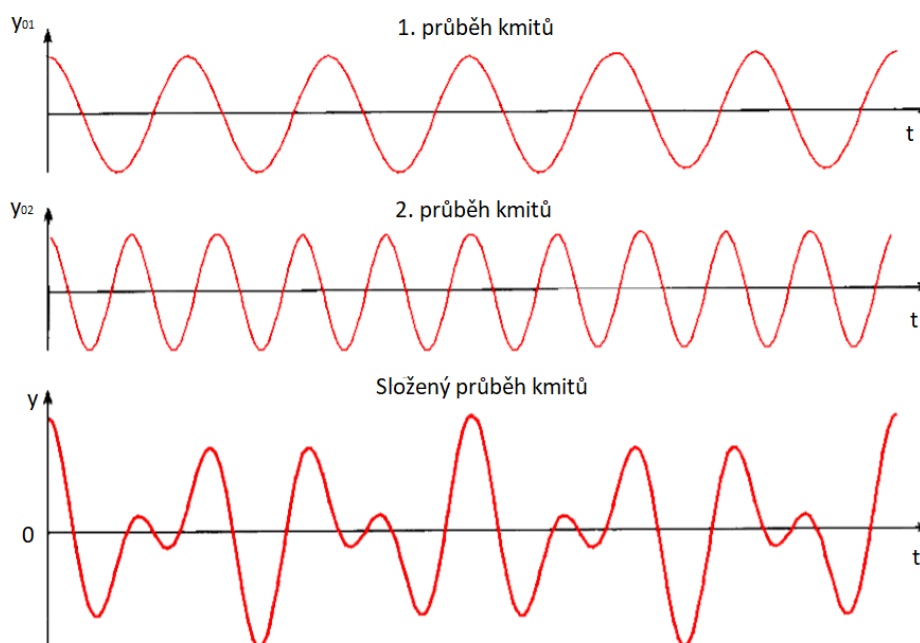
$$y = A \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (1.9)$$

y a φ jsou integrační konstanty, argument $(\omega t + \varphi)$ je fází harmonického pohybu proměnné veličiny, A je amplituda. [4]

1.2.1 Složené vibrace

Pokud provedeme součet různých časových průběhů složených harmonických vibrací vzniknou složené vibrace, které jsou popsány rovnicí:

$$y = y_{01} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + \dots + y_{0n} \sin(\omega_n t + \varphi_n) \quad (1.10)$$



Obrázek 2 – Zobrazení dvou signálů o různých frekvencích a výsledný složený průběh [5]

Vibrace jsou dané superpozicí různých nesinusových časových průběhů. Složený signál může být buď periodický, opakuje-li se průběh shodně po dobu periody T , nebo neperiodický, pokud se neopakuje nikdy totožně. Neperiodickými signály jsou např. šумы, jednorázové děje (bouchnutí, akusticky třesk apod.), lopatka turbíny při turbulenci, ale i řeč nebo hudba. [5]

1.3 Veličiny charakterizující vibrace

U vibrací se sleduje několik základních veličin, podle kterých lze sledovat u elektrických strojů vibrace. Je to výchylka, rychlost a zrychlení.

1.3.1 Výchylka y

Změna vzdálenosti nebo plochy objektu vzhledem k referenční poloze určuje výchylka. Pokud bude těleso vychýleno z rovnovážné polohy, bude se periodicky a pravidelně vychylovat, čímž bude vznikat kmitání a okamžité hodnoty budou odpovídat v časovém rozložení sinusové funkci. Harmonické frekvence jsou periodické, pravidelné a obsahují pouze jednu frekvenci.

$$y = y_{max} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (1.11)$$

Výchylka y [m] z nulové polohy (klidové) dosáhne své maximální hodnoty y_{max} a vrátí se přes klidovou polohu do své záporné maximální výchylky, a tím osciluje kolem své referenční polohy.

1.3.2 Rychlost v

Rychlost kmitání tělesa je dána jako podíl změny výchylky a změny času. Můžeme ji tedy vyjádřit jako derivaci aktuální výchylky podle času. Jednotkou rychlosti je m/s. [10]

$$v(t) = \frac{dy}{dt} = \omega \cdot y_{max} \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad (1.12)$$

1.3.3 Zrychlení a

Derivace rychlosti podle času, případně druhou derivací výchylky podle času získáme zrychlení. Zrychlení souvisí se setrvačnými účinky kmitajícího tělesa. Jednotkou zrychlení je m/s^2 , nebo se používají násobky gravitačního zrychlení g . [6]

$$a(t) = \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = -\omega^2 \cdot y_{max} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (1.13)$$

2. VIBRACE U ELEKTRICKÝCH TOČIVÝCH STROJŮ

Princip činnosti točivých elektrických strojů vychází ze zákona elektromagnetické indukce. Ve stroji působí nestacionární magnetické pole, které generuje síly působící na konstrukci stroje. Síly jsou dané parametry a vlastnostmi stroje. Hlavním zdrojem vibrací struktury stroje jsou radiální složky magnetických sil. Magnetické síly působící na rotor jsou v rovnováze, pokud uvažujeme o ideálně symetrickém stroji. Narušení symetrie stroje vyvolá nesymetrické rozložení magnetických sil po obvodu vinutí stroje. Tím vznikne přídavné zatížení nazývané jako magnetický tah. Magnetický tah je větší, čím větší je nesymetrie. Tato závislost je nelineární. Působení magnetického na strukturu stroje vyvolává ještě jeho větší nesymetrii. Tyto nesymetrie jsou nežádoucí a vibrace jsou vybuzené v důsledku proměnných magnetických sil v čase. Vibrace úzce souvisí s cyklickým namáháním stroje a s hlukem stroje. Tyto nesymetrie mají za následek průhyb rotoru, změnu vlastních frekvencí vlivem nesymetrie vzduchové mezery, čímž dochází ke kmitání rotoru nebo statoru v axiálním směru.

2.1 Zdroje vibrací v elektrických strojích

Provoz elektrických strojů je doprovázen různými nežádoucími parazitními jevy. Patří mezi ně hlavně vibrace a hluk. Tyto jevy jsou způsobeny deformací strojních součástí, jejich povrchem, vlastnostmi nebo aerodynamickými jevy. V elektrických strojích vznikají vibrace a hluk, které se dělí do zdrojů elektromagnetických, mechanických a aerodynamických. [7]

2.1.1 Elektromagnetické

Elektromagnetické zdroje jsou nejhlavnějším typem v elektrických strojích. To souvisí s magnetickou indukcí ve vzduchové mezeře, která působí v elektromagnetickém poli. Magnetická indukce ve vzduchové mezeře má za následek vytvoření magnetických sil. Tyto síly mají různý směr působení a zapříčiňují vibrace stroje. Účinky sil jsou rozděleny mezi statorem a rotorem a závisí na charakteru vzduchové mezery. Elektromagnetický zdroj hluku je dán návrhem stroje. Tím je myšlen vhodný poměr drážek na statoru a na rotoru, natočení drážek rotoru, zesílení konstrukce. Zesílení konstrukce hlavně v místech, kde je zvýšené namáhání elektromagnetickými silami. Vzduchová mezera by měla být ideálně navržena na desetiny milimetrů a magnetická indukce by měla být v rozmezí 0,5 až 0,6 T. [7] [8]

2.1.2 Mechanické

Mechanické zdroje jsou u elektrických strojů spojeny hlavně s ložisky a jejich závadami, nesouosostí hřídele, nevyvážeností rotoru, ohnutím hřídele, spojkami, ozubenými koly, řemeny, upevněním a atd.. Působením napěťových, chemických, tepelných a dalších účinků dochází k degradacím a změnám struktury používaných materiálů. Pokud vyvážíme rotor, dojde ke snížení vibrací. Nevyváženost rotoru je dána excentricitou v rotoru a dynamickými vibracemi. Excentricita potom má za následek šíření hluku za pomoci statoru, rotoru a konstrukce stroje.

2.1.3 Aerodynamické

Aerodynamické zdroje jsou spojeny s prouděním vzduchu. V této kategorii je hlavní příčinou ventilátor. Prouděním vzduchu způsobuje různými překážkami hluk. Ten vzniká hlavně kolem lopatek ventilátoru, kde je velké turbulentní proudění vzduchu. U uzavřených strojů převládá hluk, který se šíří z vnějšího ventilátoru. U uzavřených motorů je hluk způsoben vnitřním ventilátorem a šířen přes větrací otvory (mřížku).

Ve spektrální oblasti u ventilátoru je široké pásmo hluku v rozmezí od 100 Hz do 10 kHz. Rozlišujeme zde spojitý charakter a hluk připomínající zvuk sirény. Akustický výkon je dán druhou mocninou rychlosti otáček ventilátoru. Zvětšení vzdálenosti mezi vrtulí a nehybnou překážkou (ložiskový štít) odstraní zvuk (sirénu). [7]

2.2 Závady na elektrických strojích způsobujících vibrace

Pokud jsou zjištěny vibrace u elektrického stroje, nemůžeme tvrdit, že se jedná o jeho závadu nebo špatný technický stav. U mnoha strojů nelze odstranit vibrace, proto jsou u stroje dané určité tolerance vibrací, které jsou dány konstrukcí stroje. Vibrace jsou dány konstrukčními parametry stroje. Mezi ně patří konstrukce součástí, jejich tvar, jejich kvalita a následné opotřebení vlivem stroje v provozním chodu.

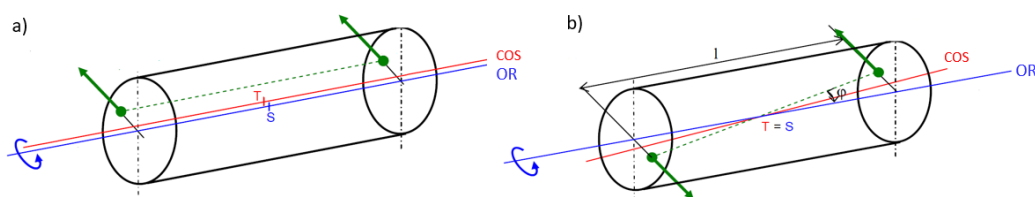
Vnitřní vibrace

2.2.1 Statická silová nevyváženost

Statická silová nevyváženost je způsobena posunutím těžiště rotoru. Její charakter je dán stejnou fází a ustáleným průběhem. Důsledkem nevyváženosti je zvětšování amplitudy kvadraticky vůči otáčkové frekvenci, pod hodnotu kritických otáček. To znamená, že pokud se zvýší frekvence dvojnásobně zvýší se amplituda kmitů čtyřnásobně. Ve spektru je dominantní 1. harmonická. Jestliže se objeví i další harmonické, což jsou násobky základní otáčkové frekvence, dojde k výrazné nevyváženosti. Tato nevyváženost by na ložiscích hlavně působila v radiálním směru. Odstranění nevyváženosti se provádí pomocí korekčního závaží v jedné rovině.

2.2.2 Momentová nevyváženost

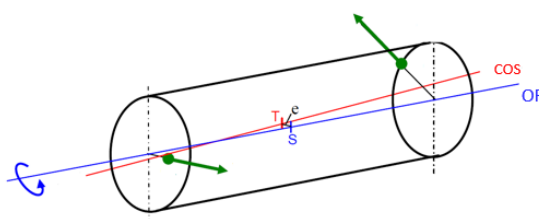
Je dána nevyvážeností hmot, které jsou symetricky a střídavě rozloženy vůči těžišti. Osa setrvačnosti a osa rotace jsou různoběžné. Protínají se v těžišti a reakce ložisek jsou stejné, ale opačného znaménka. To znamená, že jsou vůči sobě posunuty o $180^\circ \pm 20^\circ$. Tato nevyváženost by hlavně působila v radiálním směru na ložiscích, ale také v axiálním směru. Odstranění nevyváženosti se provádí ve dvou rovinách. Ve spektru dominuje 1. harmonická složka (základní frekvence). Vyšší harmonické frekvence jsou dány výraznou nevyvážeností nebo vymezováním vůlí na ložiscích.



Obrázek 3 - a) Statická nevyváženost, b) Momentová nevyváženost [9]

2.2.3 Dynamická nevyváženost

Dynamická nevyváženost vzniká kombinací statické a momentové nevyváženosti. Osa setrvačnosti a rotace se neprotínají v těžišti jako u momentové nevyváženosti, ale mimo něj. Nevyváženost bude působit především na ložiscích, která mohou mít mezi sebou fázový rozdíl od 0° do 180° . Výrazná amplituda v radiálním směru na obou ložiscích. Ve spektru dominuje 1. harmonická. Vyšší harmonické frekvence jsou dány výraznou nevyvážeností nebo vymezováním vůlí na ložiscích. Odstranění nevyváženosti by se docílilo vyvážením ve dvou rovinách. [4] [10] [11]



Obrázek 4 - Dynamická nevyváženost [9]

Vnější vibrace

2.2.4 Nesouosost rotoru

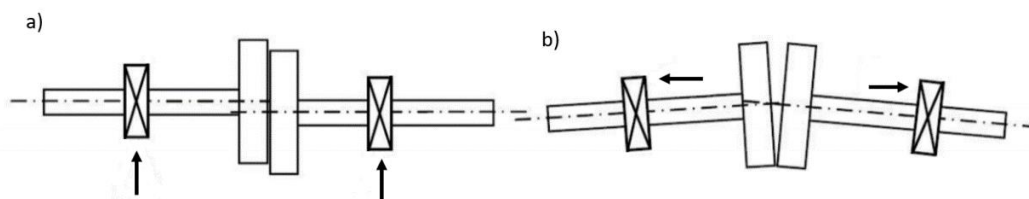
Nesouosost rotoru může nastat, pokud budou spojeny dva rotory v axiálním směru, ale nevznikne stejná osa rotace. Spojením rotorů zapříčiní mimoběžné osy a tím i k zakřivení osy rotace. Takto může vzniknout paralelní a úhlová nesouosost.

Paralelní nesouosost rotoru

Osy rotací byly před smontováním paralelní (rovnoběžné). Paralelní nesouosostí vznikne na rotorech ohybové napětí a deformační křivka bude připomínat písmeno S. Vibrace se projevují na ložiscích v radiálním směru. Vzájemná fáze amplitud je v radiálním směru $180^\circ \pm 20^\circ$. Rotor se jeví jako nevyvážený a hlavní vibrace obsahuje první harmonická složka. Druhá harmonická složka má výrazně větší amplitudu než první harmonická, což indikuje nesouosost. To je způsobeno tím, že hřídel projde dvěma extrémy napětí během jedné otáčky. Vyšší harmonické složky (3. a 4.) jsou způsobeny tvarem rotoru, počtem šroubů na spojce nebo stavem nesouososti.

Úhlová nesouosost rotoru

Osy rotací byly před smontováním nerovnoběžné, ale protínaly se (různoběžné). Úhlovou nesouosostí vznikne na rotorech ohybové napětí a deformační křivka bude připomínat písmeno U. Vibrace se projevují na ložiscích v radiálním i axiálním směru. Vzájemná fáze amplitud ložisek je v radiálním směru $180^\circ \pm 20^\circ$. Jako u paralelní tak i u úhlové nesouososti se rotor jeví jako nevyvážený. Druhá harmonická je vyjádřena výraznou amplitudou. To je způsobeno tím, že hřídel projde dvěma extrémy napětí během jedné otáčky. Vyšší harmonické (3. a 4.) jsou způsobeny tvarem rotoru, počtem šroubů na spojce nebo stavem nesouososti. [4] [10] [11]



Obrázek 5 - a) Paralelní nesouosost, b) Úhlová nesouosost [4]

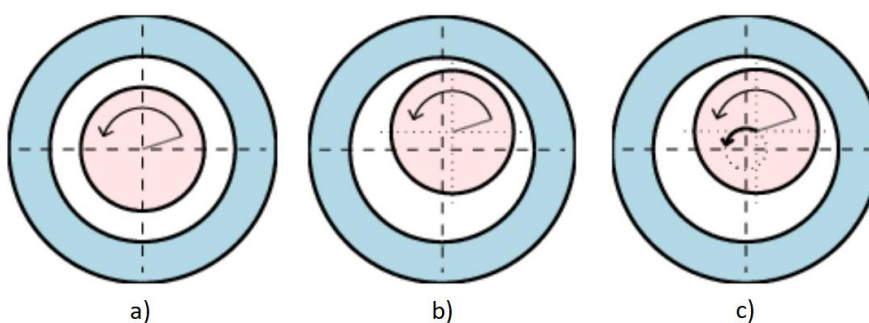
2.2.5 Excentricita rotoru

Excentricita je způsobena posunutím osy rotace vůči ose geometrické. Pokud je rotor součástí převodu jako jsou excentrická řemenice, ozubené kolo, řetězové kolo atd. má za následek vzniku excentricity. Takovou součástí se vnáší do převodu periodický zdroj síly, který je způsoben výchylkou vibrací. Excentricitou rotoru je vzduchová mezera mezi statorem a rotorem proměnná a vyvolává pulzující vibrace. Excentricita může být

zaměněna za nevyváženost, ale vyvážení nemá vliv na její odstranění. Vyvážením by se snížili pouze vibrace ve směru kolmém na spojnice os, ale přetrvávaly by nebo dokonce zvyšovaly ve směru spojnice os. Nejvyšší vibrace vznikají při první harmonické složce. Vyšší harmonické se projevují v pokročilém stádiu poškození. Pokročilé poškození způsobuje větší výskyt vyšších harmonických. Rozlišujeme excentricitu statickou a dynamickou.

Statická excentricita se projevuje vychýlením rotoru ze středu, ale pořád se točí kolem své osy rotace. Vzduchová mezera má ve zúženém místě za následek, silnější vzájemné působení satorového a rotorového magnetického pole.

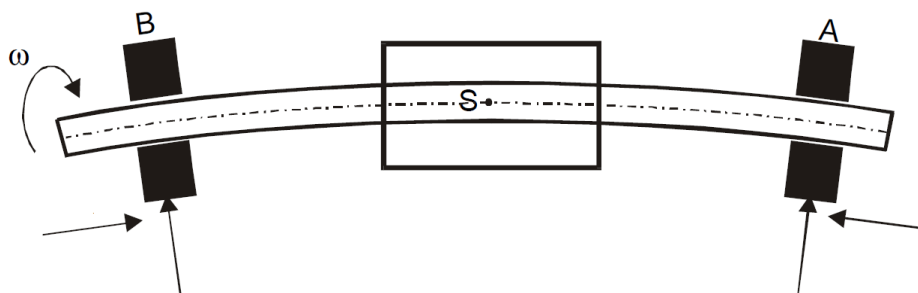
Dynamická excentricita je dána otáčením rotoru v geometrickém středu motoru, ale kolem své vlastní středové osy se už neotáčí.



Obrázek 6 - a) Bez excentricity, b) Statická excentricita, c) Dynamická excentricita [12]

2.2.6 Ohnutý hřídel

Ohnutý hřídel je geometrická deformace. Jeho geometrická osa je křivkou, která není stejná jako osa rotace. Tento hřídel je potom nesouosý (osa rotace není přímka) a nevyvážený (těžiště není na ose otáčení). V praxi se rozlišují dva typy ohnutého hřídele, a to ohnutý přepislý hřídel a ohnutý hřídel na dvou podporách. Důsledkem ohnutého hřídele vznikají během jeho otáčení axiální a radiální vibrace na ložiscích. Vzájemná fáze na spojce v axiálním směru je 180° a v radiálním směru 0° . Největší vibrace se projeví uprostřed hřídele, což se ve spektru projeví jako 1. harmonická složka. Pokud se ohyb objeví v blízkosti spojky projevuje se 2. harmonická složka. Vyšší harmonické se objevují, pokud ohnutý hřídel způsobuje vůle v uložení. [4] [10] [11]



Obrázek 7 - Ohnutý hřídel [4]

2.2.1 Mechanické uvolnění

Mechanické uvolnění je provázáno rázovým pohybem. Ve spektru vibrací lze nalézt základní frekvenci a až několik dalších desítek harmonických složek. Rázový pohyb je snadno identifikovatelný. Problém je ale v tom, že toto spektrum často skrývá i jiné zdroje vibrací.

2.3 Valivá a kluzná ložiska

Ve strojích nám vzájemný pohyb součástí zajišťuje vedení a ložiska. Ty jsou určeny k točivému uložení hřídelů. Během otáčivého pohybu při zatížení vzniká tření, které má za následek energetické ztráty a opotřebení. Příčinou zkracování životnosti strojů je hlavně opotřebení ložisek, na kterých závisí i chod celého stroje.

Rozlišujeme ložiska podle styku hřídele s ložiskem na:

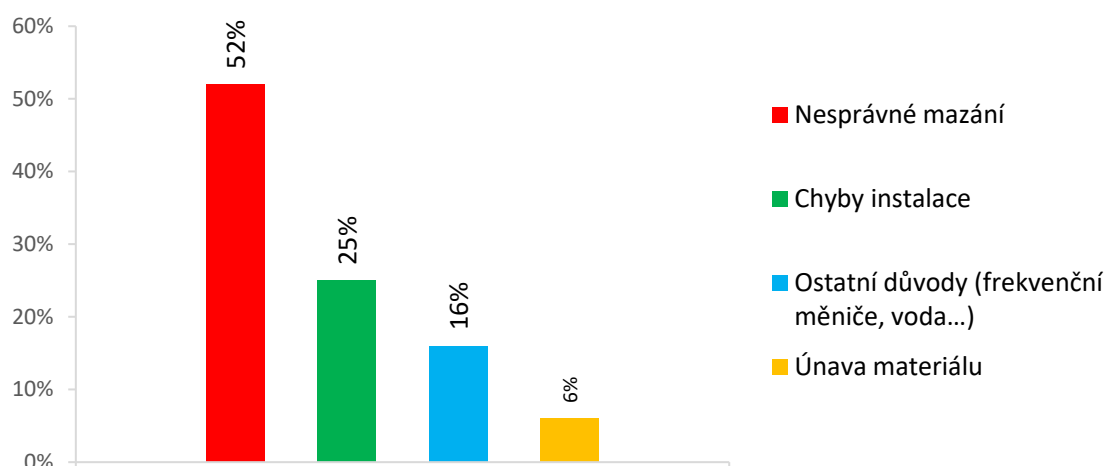
Kluzná ložiska – jsou tvořena ze slitinového kovu. Rotující hřídel je usazen uvnitř ložiska a navzájem se stýkají v kluzné ploše. Jsou vzájemně odděleny tenkou vrstvou mazacího filmu. Jako mazací film jsou používány oleje, tuky nebo grafit. U těchto ložisek vzniká mezi stykovými plochami tření, které dělíme na suché, mezní a kapalinné. Stabilitu nám určuje excentricita a polohový úhel v kluzném ložisku. Excentricita klesá, pokud se zmenší zatížení nebo se zvýší viskozita oleje nebo obvodová rychlost. Tímto roste polohový úhel a klesá stabilita.

Valivá ložiska – hřídel se s ložiskem setkává přes valivá tělesa nepřímou. Skládá se z vnějšího (skříňového) kroužku, vnitřního (hřídelového) kroužku, valivých tělísek (kuličky, válečky, jehly, kuželíky, soudečky) a klece. Valivé tření je značně menší než kluzné, a to hlavně pro styčné plochy hladké a tvrdé. V porovnání s kluznými ložisky mají menší ztráty při tření, menší ložiskovou vůli a malou spotřebu maziva.

2.3.1 Závady na ložiscích

Životnost ložiska je ovlivněna několika faktory jako je provozní prostředí, správná montáž a údržba. Provozním prostředím se rozumí chránění ložiska vůči extrémním teplotám, vlhkosti a znečištění a zaručení potřebné souososti uložení. Správná montáž musí být provedena pomocí správných postupů a vhodného nářadí. S údržbou je spojené dodržování mazacích plánů a sledování stavu ložiska během provozu.

Faktory jako nedostatečné mazání, znečištěné mazivo, velké množství maziva, znečištění, nesprávná montáž, defekty na ložiscích (nesouosost, nevyváženost, přetížení) mají za následek nevyváženost rotoru. To způsobuje ve stroji vibrace. [4] [9] [10]



Obrázek 8 - důvody poruch ložisek [11]

Závada valivých ložisek se v počátečním stavu projevuje vznikem ostrých impulsů s poměrně malou kinetickou energií. Ložiskové dráhy a valivá ložiska nemají dokonale hladkou plochu, tímto do pohyblivých ložisek vstupují mechanické rázy. Rázovou rychlostí je dána intenzita těchto impulsů. Během namáhání drsností vznikají slabé rázové impulsy. Vznikem závady se mění vibrace, vždy když valivý prvek dojde k diskontinuitě na své dráze a výsledkem jsou pulsy vibrací. Výsledné pulsy vibrací se opakují s frekvencí, která je dána výskytem diskontinuity a geometrií ložisek. Tyto opakované frekvence jsou označovány jako ložiskové frekvence. Jsou dány vztahy:

Frekvence vnitřního kroužku BPFI

$$f_{BPFI} = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right) \quad (2.1)$$

Frekvence klece ložiska FTF

$$f_{FTF} = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right) \quad (2.2)$$

Frekvence vnějšího kroužku BPFO

$$f_{BPFO} = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right) \quad (2.3)$$

Frekvence valivých těles BSF

$$f_{BSF} = f_r \frac{d_s}{2 \cdot d_0} \cdot \left[\left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right)^2 \right] \quad (2.4)$$

kde:

α	...	stykový úhel, který lze určit z Ludolfova čísla e [°]
d	...	průměr vnitřního kroužku [mm]
D	...	průměr vnějšího kroužku [mm]
d_s	...	střední průměr [mm]
d_o	...	průměr valivého tělesa [mm]
q_1	...	součinitel pro jednotlivá valivá ložiska [-]
i	...	počet valivých tělísek [-]
f_r	...	rotorová frekvence [Hz]

$$\alpha = \arctan\left(\frac{e}{1,5}\right) \quad (2.5)$$

$$d_s = \frac{D + d}{2} \quad (2.6)$$

$$d_o = q_1 \cdot (D - d) \quad (2.7)$$

Frekvence vad valivých ložisek je 2X od frekvence otáčení valivého tělesa kolem vlastní osy. To znamená, že poškozené valivé těleso za jednu otáčku kolem vlastní osy narazí na vnější a vnitřní kroužek (vybudí se dva rázy na ložisko). [13]

Postup rozvoje závad valivého ložiska se dělí na čtyři fáze. V první je ložisko stále dobré, ale už se začínají vyskytovat minimalistická opotřebení, které mají za následek vznik malých rázů. Ty většinou nemají dostatečnou energii, aby byly měřitelné. Následným zhoršováním stavu ložiska se začínají ve FFT spektru objevovat harmonické násobky frekvence závady. V druhé fázi je určité opotřebení indikováno harmonickými složkami. Degradace je zde po určitou dobu lineární a lze ji trendovat. Ve třetí fázi se blíží ložisko ke svému konci. FFT spektra ukazují základní frekvenci závady a harmonické násobky často začínají mít postranní pásma s frekvencí hřídele. Čtvrtá fáze je charakterizována nízkou životností ložiska a širokopásmovým šumem s velkou amplitudou v okolí frekvence závady ložiska. Ve spektru se objeví velké složky, odpovídající frekvenci závady a vysoká postranní pásma 1X a 2X BPFO. Je možný výskyt frekvence závady klece. [9] [14]

Závady valivých ložisek v obálkových spektrech:

Závada na vnějším kroužku

BPFO (Ball Pass Frequency Outer) nebo frekvence selhání vnějšího okruhu. Fyzicky odpovídá počtu kuliček nebo válečků, které

projdou daným bodem vnějšího kroužku při každém úplném otočení hřídele. Vyskytují se i vyšší harmonické frekvence.

Závada vnitřního kroužku

BPFI (Ball Pass Frequency Inner) nebo frekvence selhání vnitřního kroužku. Fyzicky odpovídá počtu kuliček nebo válečků, které projdou daným bodem vnitřní dráhy při každém úplném otočení hřídele. Objevují se i postranní frekvenční pásma otáček.

Závada valivého tělíska

BSF (Ball Spin Frequency) nebo frekvence selhání valivého prvku. Fyzicky odpovídá počtu otáček, které ložisková kulička nebo váleček provede pokaždé, když hřídel provede kompletní otočení. Vyskytují se i vyšší harmonické frekvence.

Závada klece ložiska

FTF (Fundamental Train Frequency) nebo frekvence selhání klece. Fyzicky odpovídá počtu otáček, které provedou klec ložiska při každém úplném otočení hřídele. [9] [14]

Závada vlivem víření oleje (WHIRL)

Dále se vibrace projevují nestabilitou oleje v radiálním směru (WHIRL – víření oleje). Obvodový prouděním oleje vzniká malá excentricita, která s malou tuhostí oleje vytvoří tzv. klín. Ten je 0,5X pomalejší než otáčková rychlost hřídele a obíhá po obvodu ložiska. Tímto vzniká přídavné buzení ve spektru vibrací 0,4-0,48X otáčkové frekvence. [10]

3. ZPŮSOBY MĚŘENÍ VIBRACÍ

Při měření je důležité znát informace o měřeném systému a také o tom, zda se jedná o vibrace relativní nebo absolutní. Absolutní vibrace popisují pohyb sledovaného tělesa vůči Zemi. Relativní jsou určeny pohybem sledovaného tělesa vůči uměle vytvořené nebo vhodně zvolené základně (např. rám stroje). Podle tohoto typu vibrací se určí typ snímače. Měřený signál by měl odpovídat průběhu mechanického kmitání. To je určeno frekvencí, výchylkou, rychlostí, zrychlením.

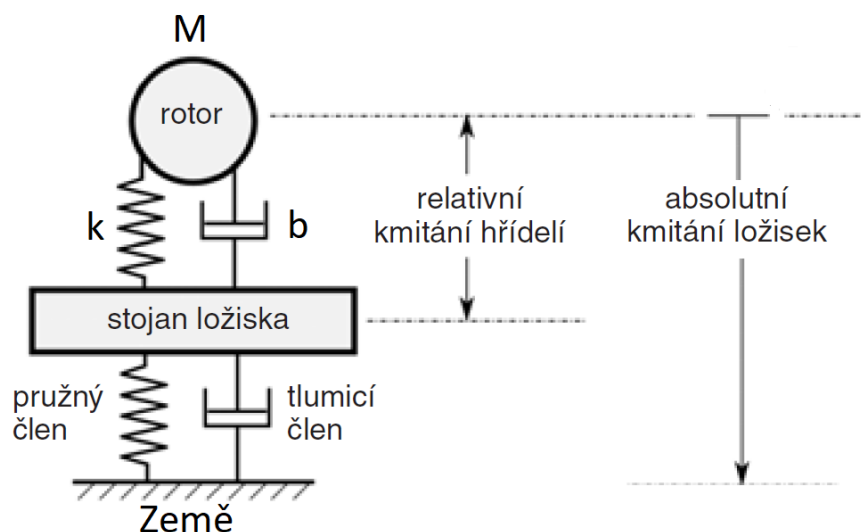
Snímač pracuje tak, že snímá pohyb seizmické hmoty s hmotností m vůči měřenému objektu, který má hmotnost M . Diferenciální rovnice popisující kmitání seizmické hmoty je pro ideální stav dána rovnicí (3.1):

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = F_b = M\ddot{y}_x \quad (3.1)$$

kde:

m	...	hmotnost seizmické hmoty snímače [kg]
M	...	hmotnost objektu [kg]
$\ddot{y}(t) = a(t)$	...	zrychlení (pohybu seizmické hmoty snímače vzhledem ke sledovanému objektu) [m/s ²]
$\ddot{y}_x(t) = a_x(t)$	...	zrychlení měřeného objektu [m/s ²]
$\dot{y}(t) = v(t)$	...	rychlost [m/s]
$y(t)$	...	výchylka [m]
k	...	tuhost pružiny [N/m]
b	...	součinitel tlumení [s ⁻¹]
F_b	...	budící síla [N]

Pomocí parametrů m , b , k lze vytvořit snímač výchylky, rychlostí a zrychlení.



Obrázek 9 - Zobrazení relativních a absolutních kmitů [15]

3.1 Snímač výchylky

Uvést do snímače výchylky.

Snímače výchylky jsou charakteristické výrazně velkou hmotností m , zanedbatelným tlumením b a tuhostí pružiny k . Potom získáme ze vztahu (3.1):

$$m\ddot{y} = M\ddot{y}_x \rightarrow y \approx y_x \quad (3.2)$$

Výchylka je dána posunutím nebo polohou kmitajícího tělesa. Tyto snímače pracují na principu kapacitním, indukčním, odporovém nebo optickém. Podle přesnosti, ceny, výchylky a frekvence se zvolí vhodný snímač. [15]

Indukční snímače výchylky

Jsou ve vibrodiagnostice nejpoužívanější. Pracují na principu indukčnosti cívky a proudové hustoty vířivých proudů. Jsou citlivé na parazitní vlivy jako je délka kabelu k měřicím obvodům nebo vnější elektromagnetické pole. Z toho důvodu jsou vyráběny jako integrované, kde má stínící plech potlačit parazitní jevy. Kryt následně obsahuje část elektroniky a cívku. Snímače mají rozsah měření od 1 mm do 10 mm, frekvenční rozsah od 0 Hz do 10 KHz a pracují v teplotách podle provedení od -50 °C do 200°C.

Kapacitní snímače výchylky

Pracují na principu, na kterém fungují kondenzátory. Kapacita kondenzátoru je dána permitivitou prostředí, plochou, délkou elektrod. Kapacita snímače je ovlivněna vzdáleností elektrod. Při měření nekovových částí se sníží přesnost a rozlišovací schopnost. Snímače mají velikou přesnost a rozlišení. Jejich výhodou je použití ve zhoršených podmínkách. Jsou vynikající pro určování vzdálenosti nekontaktním způsobem.

Odporové snímače výchylky

Jsou založeny na principu spojitého snímání polohy pomocí odporového potenciometru. Měřená poloha nastavuje polohu kontaktu. Po odporové dráze se pohybuje kontakt spojený mechanicky s potenciometrem. Odporová dráha je izolovaná podložka, na které je navinutý odporový drát. Drát je smaltovaný a pohybuje se po něm kontakt. Výhodou je, že se jedná o levné a spolehlivé snímače. [9] [16]

3.2 Snímač rychlosti

Snímače rychlosti jsou charakteristické dominantním součinitelem tlumení b a zanedbatelně malou hmotností m a tuhostí k .

$$b\dot{y} = M\ddot{y}_x \rightarrow \dot{y} \approx \ddot{y} \quad (3.3)$$

Rychlost lze měřit pomocí snímače zrychlení. Změřený signál zrychlení se musí integrovat, čímž dostaneme rychlost. Dalším způsobem změření rychlosti je možné s elektrodynamickým snímačem. V současné době se spíše používají piezoelektrické snímače zrychlení (akcelerometry). Integrací výstupního signálu z akcelerometru potom získáme rychlost kmitavého pohybu.

Princip absolutního snímače rychlosti vibrací je založen na měřící cívce pohybující se v magnetickém poli permanentního magnetu. Toto pole permanentního magnetu tvoří seizmickou hmotu. Během kmitavého pohybu se tento pohyb přenesse na cívku, na které se indukují elektromotorické napětí U . Toto napětí je dané vztahem: [15]

$$U = B \cdot l \cdot v_s \quad (3.4)$$

kde:

U	...	napětí [V]
B	...	indukce magnetického pole ve vzduchové mezeře [T]
l	...	délka vodiče cívky [m]
v_s	...	rychlost kmitání pouzdra snímače [m/s]

Elektrodynamické snímače

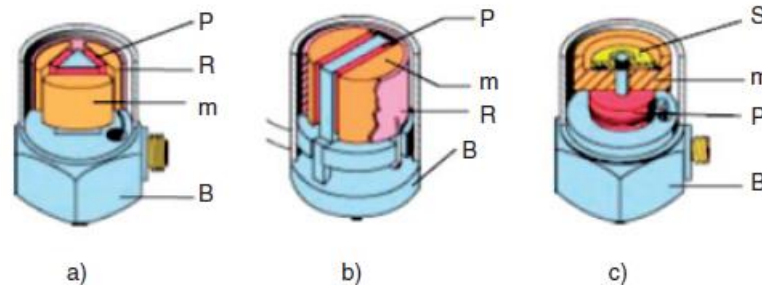
Tyto snímače jsou založeny na principu absolutního snímání amplitudy kmitavého pohybu. Vnitřní uspořádání umožňuje přímé vyhodnocení rychlosti kmitání pouzdra snímače. Jeho vlastní frekvence se pohybuje v rozmezí od 5 do 10 Hz. Pokud se vhodně nastaví tlumení a za použití korekce převodní charakteristiky lze měřit kmitavý pohyb od frekvence 1 Hz. Horní hranice se pohybuje maximálně do 3,5 kHz. To je omezeno velkou citlivostí na okolní magnetická pole, která mají za následek vznik nejistot. Výhodou těchto snímačů je nízká cena, malý vnitřní odpor, vysoká úroveň výstupního signálu a nepotřebují žádný zdroj napájení. [15] [16]

3.3 Snímače zrychlení (akcelerometry)

Snímač zrychlení jsou charakteristické velkou tuhostí k a zanedbatelně malou hmotností m a tlumením b .

$$ky = M\ddot{x} \rightarrow y \approx \ddot{y}_x \quad (3.5)$$

Piezoelektrické akcelerometry jsou v současnosti jedny z nejpoužívanějších snímačů vibrací a zrychlení. Využívají principu piezoelektrického jevu ke snímání pohybu seizmické hmoty. Akcelerometr se skládá z keramické destičky, která je umístěna mezi dvěma hmotami. Jedna je pevně umístěna spolu s pouzdrem snímače na konstrukci měřeného objektu. Druhá je seizmická hmota, což je referenční hodnota. Během deformace destičky vzniká elektrický náboj. Tento náboj je úměrný deformaci destičky. Při vzniku kmitání na měřeném objektu je referenční hmota v klidu, zatímco seizmická hmota se rozkmitá. To je způsobeno pevným spojením s pouzdrem snímače. Deformace piezoelektrického prvku je způsobena vzniklou silou, která na prvek působí. Tato změna má za následek vytvoření elektrického náboje, který je úměrný zrychlení skříně stroje. Akcelerometry jsou vybaveny kalibračními křivkami. Ty nám udávají rozsah frekvenční použitelnosti a citlivost snímače. Podle konstrukce rozdělujeme akcelerometry na Delta Shear, Planar Shear, snímač s centrálním tlakovým namáháním.



Obrázek 10 - Základní konstrukční uspořádání piezoelektrických akcelerometrů:
a) Delta Shear, b) Planar Shear, c) s centrálním tlakovým namáháním (B – těleso snímače, m – seizmická hmota, P – piezoelektrický prvek, R – předpínací prstenec, S – předpínací disk) [15]

Delta Shear

Tyto akcelerometry se skládají ze tří dvojic piezokrystalů a setrvačných hmot, které jsou upevněny na trojbokém středovém sloupku s použitým předepnutým prstencem. Tímto je zaručena dobrá linearita. Výhodami těchto snímačů je velká citlivost, malá hmotnost, vysoká vlastní frekvence. Mezi výhody můžeme i brát oddělení základny snímače od vlastního snímacího mechanismu. Tímto je zvýšena odolnost proti mechanickému namáhání a vyšším teplotám.

Planar Shear

Jsou konstruovány podobně jako akcelerometry Delta Shear. Skládají se ze dvou dvojic piezokrystalů a setrvačných hmot na plochem středovém sloupku. Vzhledem ke konstrukci mají i podobné výhody. Pouze citlivost je menší, což může mít za následek nepřesné měření.

Snímače s centrálním tlakovým namáháním

Jsou charakteristické jednoduchou klasickou konstrukcí. Skládají se z piezokrystalu a setrvačné hmoty a jsou namontovány na válcovém středovém nosníku s použitím předpjaté diskové pružiny. Změna tvaru a namáhání základny má vliv na snímaný signál. To lze částečně vykompenzovat speciálními materiály. Vlastností těchto snímačů je menší citlivost a řadí se k typům s většími nejistotami. [15]

4. ÚPRAVA SIGNÁLU

Získaný naměřený signál ze snímače je nutno řádně upravit. Proto se signál zesílí, odfiltruje a následně zdigitalizuje.

4.1 Filtry

Měřené signály jsou upraveny pomocí pásmových filtrů. Ty odstraňují část tohoto signálu, která má být vyloučena. Ta odpovídá vibracím přenesených z jiných částí stroje (jiné mechanické závady).

Filtrování se provádí pomocí kmitočtových filtrů. Ty rozlišujeme na analogové a digitální. Analogové jsou rozděleny podle prvků, ze kterých jsou složeny. Pokud je složen pouze z prvků jako jsou kondenzátory, cívky, rezistory, gyrátory a transformátory, jedná se o filtry pasivní. Pokud filtr obsahuje jakýkoliv aktivní prvek, stává se z něj aktivní filtr. Potom lze filtry jak pasivní, tak i aktivní rozdělit podle toho, jak reaguje výstup na vstupní signál (kmitočtová odezva). Podle toho jsou děleny na horní/dolní propust, pásmovou propust a zádrž. Mezi digitální patří filtry s konečnou pulsní odezvou (FIR) a nekonečnou pulsní odezvou (IIR).

U filtrů je důležitou veličinou napěťový přenos. Ten je dán vztahem:

$$A_u(\omega) = \frac{U_2(\omega)}{U_1(\omega)} \quad (4.1)$$

$A_u(\omega)$	...	přenos [-]
$U_2(\omega)$	...	výstupní napětí [V]
$U_1(\omega)$	...	vstupní napětí [V]

Nejvíce se přenos vyjadřuje v decibelech. Tímto můžeme znázornit frekvenční závislost absolutní hodnoty přenosu napětí, což je tzv. útlumová charakteristika. Přenos v decibelech se vyjádří pomocí vztahu:

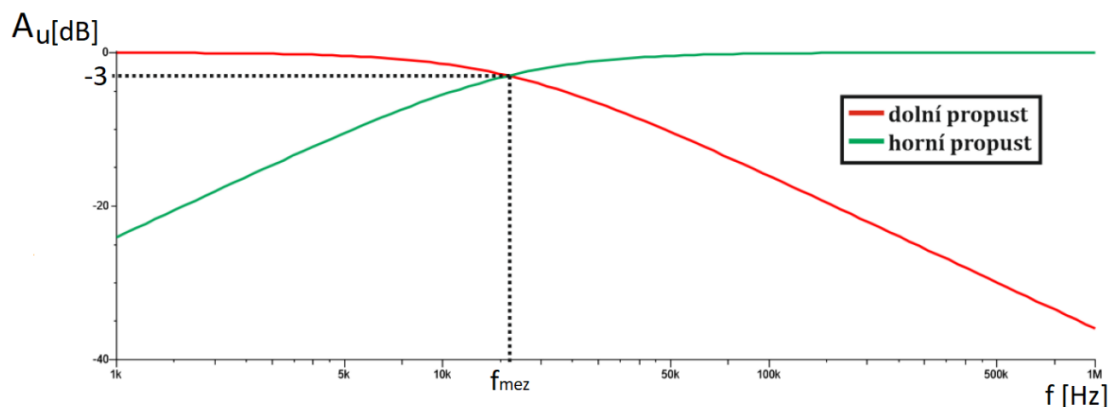
$$A_u(\omega) = 20 \cdot \log(A_u(\omega)) \quad (4.2)$$

$A_u(\omega)$	...	přenos [dB]
---------------	-----	-------------

4.1.1 Horní a dolní propust

Dolní propust propouští nízké kmitočty a zadržuje vysoké kmitočty. Chová se jako integrační článek. U ideálního integrátoru odpovídá desetinásobné zvětšení frekvence desetinásobnému zmenšení amplitudy. Z toho vyplývá, že v logaritmické amplitudové frekvenční charakteristice od mezní frekvence f_{mez} [Hz] bude klesat se sklonem 20 dB/dek. Mezní frekvence je místo, odkud filtr propouští nebo zadržuje frekvence. Je zde pokles u přenosu o 3 dB.

U horní propusti je to naopak a má charakter derivačního članku. Pokud se u tohoto filtru zvětší desetinásobně frekvence, zvýší se i desetinásobně amplituda. Proto je v amplitudové frekvenční charakteristice dán od mezní frekvence f_{mez} [Hz] sklon rostoucího přenosu +20 dB/dek. [17] [18] [19]



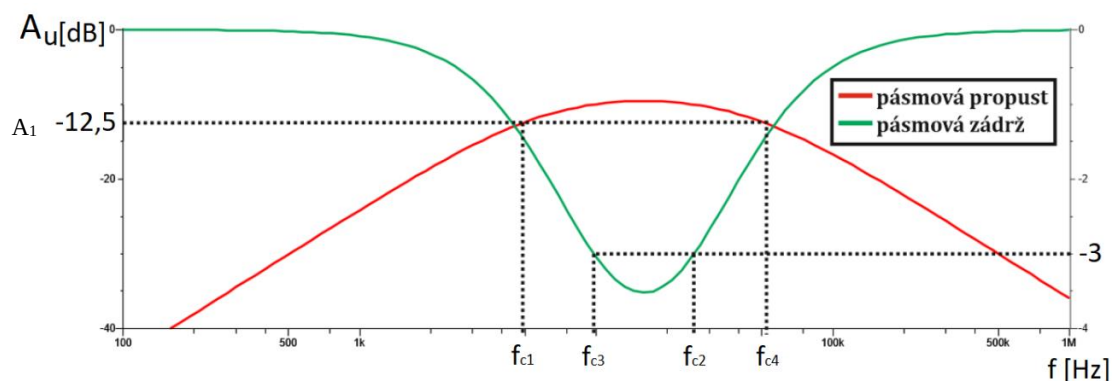
Obrázek 11 - Závislost dolní a horní propusti [20]

4.1.2 Pásmová propust a zadrž (Bandpass and Bandstop)

Pásmová propust a zadrž jsou kombinací dolní a horní propusti, což je paralelní a sériové složení dvou RC článků, které jsou zapojeny jako dělič. Je nazývána jako Wienův článek. Ten pak podle způsobu zapojení pracuje jako pásmová propust nebo zadrž. Pokud bude na vstupní straně paralelní RC kombinace a na výstupní sériová kombinace jedná se o pásmovou zadrž. V opačném případě je to pásmová propust.

Pásmová propust propouští určitou část frekvencí a ostatní odfiltruje. Propuštěný signál v pásmu je zeslabený o $1/3$, tj. $A = 9,5$ dB. Toto pásmo je utlumen o 3 dB a sklon přenosu je 20 dB/dek. Mezní frekvence f_{c1} [Hz] je dolní a f_{c4} [Hz] je horní. Tyto frekvence určují šířku pásma B . Uprostřed přenosu se nachází střední frekvence $f_{stř}$.

Pásmová zadrž je opakem propusti a f_{c3} [Hz] je její dolní a f_{c2} [Hz] horní mezní kmitočet. Jako pásmová zadrž se používá i souměrný dvojitý T článek. Charakteristiku má podobnou, akorát je špičatější a má užší šířku pásma. [17] [18] [19]



Obrázek 12 - Závislost pásmové propusti a zadrž [20]

Šířku pásma B lze určit podle následujícího vztahu:

$$B = f_{c4} - f_{c1} \quad (4.3)$$

kde:

B	...	šířka pásma [Hz]
f_{c1}	...	dolní mezní frekvence [Hz]
f_{c4}	...	horní mezní frekvence [Hz]

Z přenosové charakteristiky reálné pásmové propusti vyplývá, že dolní f_{c1} a horní f_{c4} mezní frekvence určují oblast, ve které nepoklesne přenos K_u pod hodnotu A_1 . S šířkou pásma souvisí i činitel jakosti filtru Q . Ten udává kvalitu (míru selektivity) daného filtru.

$$Q = \frac{f_{stř}}{B} \quad (4.4)$$

kde:

Q	...	činitel jakosti [-]
$f_{stř}$	...	střední frekvence [Hz]
B	...	šířka pásma [Hz]

Vztahy mezi frekvencemi $f_{stř}$, f_{c1} , f_{c4} a činitelem jakosti Q :

$$f_{stř} = \sqrt{f_{c4} - f_{c1}} \quad (4.5)$$

$$f_{c4} = f_{stř} \cdot \left[\frac{-1}{2Q} + \sqrt{1 + \frac{1}{4 \cdot Q^2}} \right] \quad (4.6)$$

$$f_{c1} = f_{stř} \cdot \left[\frac{1}{2Q} + \sqrt{1 + \frac{1}{4 \cdot Q^2}} \right] \quad (4.7)$$

4.1.3 Filtr s končnou pulsní odezvou (FIR)

Finite Impulse Response neboli filtry s konečnou pulsní odezvou. To znamená pro filtr n -tého řádu má konečný počet hodnot. Mohou být zpracovávány rekurzivně, ale častěji to bývá nerekurzivně. Nerekurzivně značí, že algoritmus neobsahuje žádnou zpětnou vazbu, což má velkou výhodou ve stabilitě systému. Lze je navrhnout s lineární fází. Tj. náběžná a doběžná hrana impulsní odezvy bude stejná. Proti IIR bývají vyšších řádů.

4.1.4 Filtr s nekonečnou pulsní odezvou (IIR)

Infinite Impulse Response nám z angličtiny definuje, že se jedná o filtry s nekonečnou pulsní odezvou. Nemají konečný počet hodnot. Jsou zpracovávány rekurzivně, a proto mají nelineární fázovou charakteristiku a její doladění je obtížné. Vyžadují minimálně jednu smyčku. Bývají nižšího řádu než FIR filtry se stejnými vlastnostmi. Proto lze říct,

že jsou výpočetně méně náročné a mají menší zpoždění mezi vstupem a výstupem. Jsou složitější na návrh a nevýhodou je citlivost na numerickou přesnost výpočtu.

4.1.5 Filtry používané u točivých strojů

U točivých strojů je dané orientační pravidlo, které udává, že dolní hranice filtru má být 10x vyšší, než je frekvence otáčení (1X). [9]

Příklady nastavení filtrů:

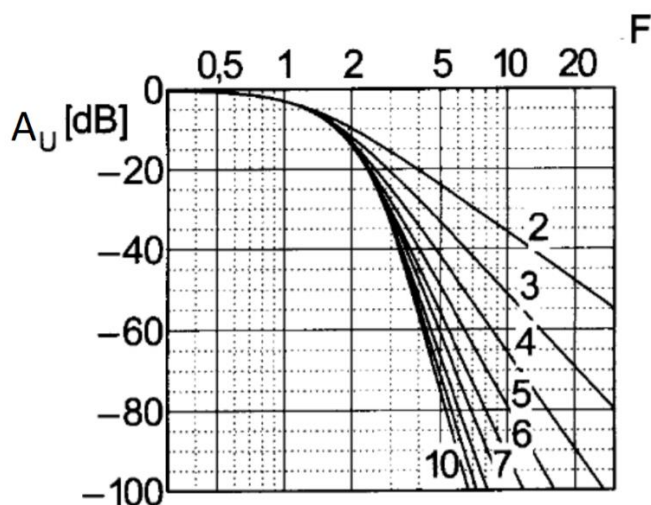
5 Hz – 100 Hz	použití pro velmi pomaloběžné stroje (1 až 100 ot./min)
50 Hz – 1000 Hz	použití pro pomaloběžné stroje (100 až 1000 ot./min)
500 Hz – 10 000 Hz	použití pro obvyklé stroje (1000 až 5000 ot./min)
5 kHz – 40 kHz	použití pro převodovky (stovky až tisíce ot./min)

4.2 Aproximace

Kvůli splnění tolerančního pole modulové charakteristiky se musí nalézt koeficienty přenosové funkce. To je problémem syntézy. Teoreticky existuje nekonečně mnoho řešení, jak k problému syntézy přistupovat. V praxi se využívá základních aproximací, které vyhovují základním požadavkům. Jedny z nejznámějších jsou:

4.2.1 Besselova aproximace

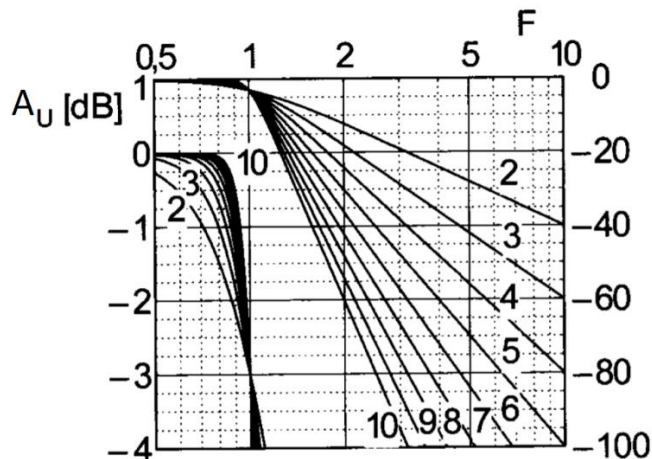
Vychází z požadavků konstantního skupinového zpoždění v propustném pásmu. V praxi se upraví do normového modulového tolerančního pole se zvlněním 3 dB v propustném pásmu. Tato aproximace se používá v případě nutnosti zachování průchozího signálu (fázové vlastnosti). Je vhodná pro filtraci kmitočtové a fázově modulovaných signálů. Její nevýhodou je poměrně malá strmost, ale tu lze zvýšit použitím filtru vyššího řádu. To má však za následek složitější zapojení. Potřebný řád filtru lze určit z charakteristik. [17] [21] [22]



Obrázek 13 - Modulové charakteristiky Besselovy aproximace

4.2.2 Butterworthova aproximace

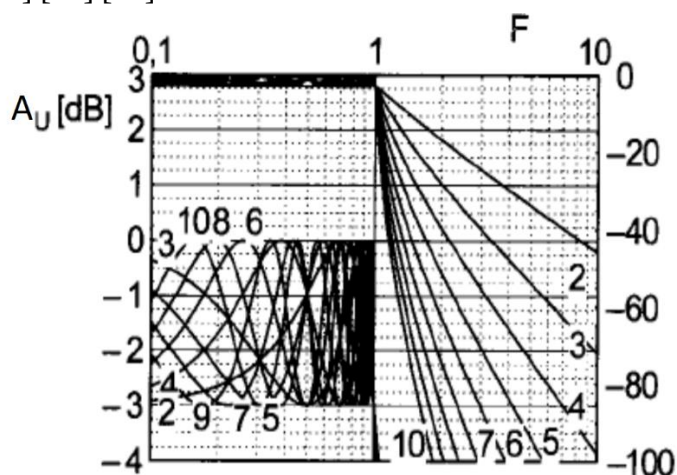
Je jednou z nejpoužívanějších aproximací. To je dáno kompromisem mezi linearitou fázové charakteristiky a dosažitelným útlumem modulové frekvenční charakteristiky. Z modulové charakteristiky lze určit i řád filtru se zvlněním 3 dB.



Obrázek 14 - Modulové charakteristiky Butterworthovy aproximace

4.2.3 Čebyševova aproximace

V propustné části aproximace se jedná o izoextremální(zvlněný) průběh. Dosahuje nejstrmějších charakteristik v přechodném pásmu. Nepropustné pásmo je hladké podle Taylorova polynomu a má velké potlačení přenosu. Nevýhodou je velká nelinearita fázové charakteristiky. Pokud by bylo zvoleno malé zvlnění modulové charakteristiky, zmenšila by se strmost, to by mělo za následek zlepšení fázových vlastností a odezvy na jednotkový skok. [17] [21] [22]



Obrázek 15 - Modulové charakteristiky Čebyševovy aproximace s dovoleným zvlněním v propustném směru 3 dB

4.3 Vzorkování, chyba typu aliasing

Než se bude moct signál digitalizovat, musí se zabránit aliasingu, což je chyba vzorkování. Ta se vytvoří tak, že se objeví v signálu složky, které mají velmi vysokou frekvenci. Proto je nutné zavést vzorkovací frekvenci, která příliš vysoké frekvence omezuje. Nejvyšší frekvenční složka signálu nesmí být zásadně větší než polovina vzorkovací frekvence (Nyquistova frekvence). Pokud by se použila vzorkovací frekvence malá, mohla by se po převodu zpátky na analogový signál objevit chyba aliasingu. Tj. objevily by se frekvence, které v původním signálu nebyly.

Vzorkovací frekvence je dána vztahem:

$$f_s \geq 2 \cdot f_{max} \quad (4.8)$$

f_s	...	vzorkovací frekvence [Hz]
f_{max}	...	nejvyšší frekvence, která může být ve spektru obsažena [Hz]

Část signálu, která má frekvenční složky nad f_{max} se objeví zrcadlena v rozsahu 0- f_{max} . Tyto složky se jeví jako nízkofrekvenční a s reálnými nízkofrekvenčními složkami se sloučí a jsou k nerozpoznání. To lze odstranit pomocí anti-aliasingového filtru, což je filtr dolní propust se strmou sestupnou hranou. Tímto způsobem z původního signálu odstraníme složky vyšší než polovina vzorkovací frekvence. Takový jev je někdy nazýván jako oversampling (převzorkování). Charakteristika filtru je většinou strmá, a proto je třeba odstranit horní část spektra, což je $0,8 \cdot f_{max}$ až f_{max} .

Undersampling (podvzorkování) nastává tehdy, když je frekvence signálu menší než vzorkovací frekvence. U signálů, které mají v pásmu nízké frekvence, dochází k aliasingu. Jestliže pracujeme s pásmem, které nemá nízkofrekvenční složky, tak výskyt těchto složek není na škodu. [9]

Pro správnou vzorkovací frekvenci je dán vztah:

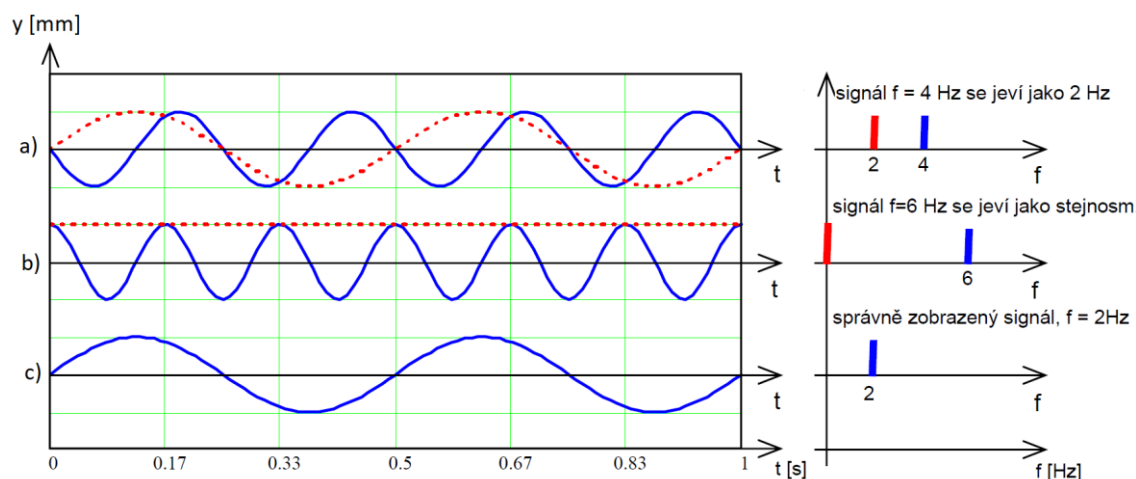
$$f_s = 2,56 \cdot f_{max} \quad (4.9)$$

4.3.1 Projevy vzorkování:

Vzorkování je demonstrováno na následujícím příkladě:

Je zvolena vzorkovací frekvence $f_v = 6$ Hz. Modré čáry odpovídají skutečnému signálu a červeně jsou zobrazeny čáry, které znázorňují chybu špatného vzorkování.

Na obrázku 16 můžeme vidět čtyři průběhy, které nám demonstrují princip vzorkování. [9]

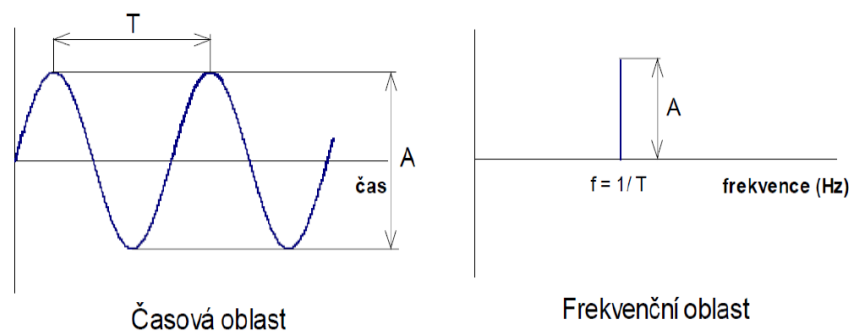


Obrázek 16 - Projevy typu aliasing [9]

- První signál má frekvenci $f = 4$ Hz. To nesplňuje podmínku, kterou udává vztah 4.8. A proto se ve spektru signál jeví jako $f_s - f = 6 - 4 = 2$ Hz
- Druhý průběh má frekvenci ($f = 6$ Hz) shodnou se vzorkovací frekvencí $f_s = f$, a proto se jeví jako stejnosměrný signál.
- Třetí signál má frekvenci $f = 2$ Hz, což splňuje Nyquistovo kritérium (vztah 4.8), a proto je zobrazen správně.

5. METODY ANALÝZY VIBRACÍ

Pro sledování vibrací stroje a provozního stavu se používají různé metody. Tímto lze zjišťovat různá poškození a případně jim předcházet. Jednou z hlavních metod je frekvenční analýza, zejména Fourierova transformace. Další metodou je analýza v časové oblasti a existují i jiné metody analýz.



Obrázek 17 - Zobrazení časové a frekvenční oblasti

5.1 Analýza v časové oblasti

Analýza signálů v časové oblasti je založena na vyhodnocení parametrů časových průběhů signálů, které nám určují výchylku, rychlost, zrychlení. V časové oblasti je vyhodnocována okamžitá, střední a efektivní hodnota signálu nebo jeho obálka. Při převládání náhodných složek v signálu, lze pro analýzu použít výpočty. Mezi ně patří směrodatná odchylka, koeficient špičatosti, šikmost, činitel výkmitu (Crest factor) a další. Analýza vibrodiagnostického signálu v časové oblasti se používá pro přechodové jevy jako je rozběh a doběh motorů, rázové odezvy, nelineární systémy, proměnné časové signály s měnící se frekvencí, kmitající systémy s proměnnou tuhostí nebo tlumením. Pro ideální harmonický signál platí vztah: [23]

$$y(t) = A_{peak} \cdot \sin \omega t \quad (5.1)$$

kde:

$y(t)$	...	výchylka (okamžitá hodnota sledovaného signálu v čase (t) [mm]
A_{peak}	...	Výkmit (špičková hodnota - Peak) – maximální vzdálenost vrcholu vlny od referenční hodnoty [-]
ω	...	úhlová frekvence [rad/s]
t	...	čas [s]

5.1.1 Veličiny popisující časový signál

Maximální hodnota A_{Peak} (špičková hodnota) neboli výkmit, popisuje amplitudy krátkodobých jevů a mechanických rázů. Určuje vzdálenost mezi špičkou vlny od referenční hodnoty.

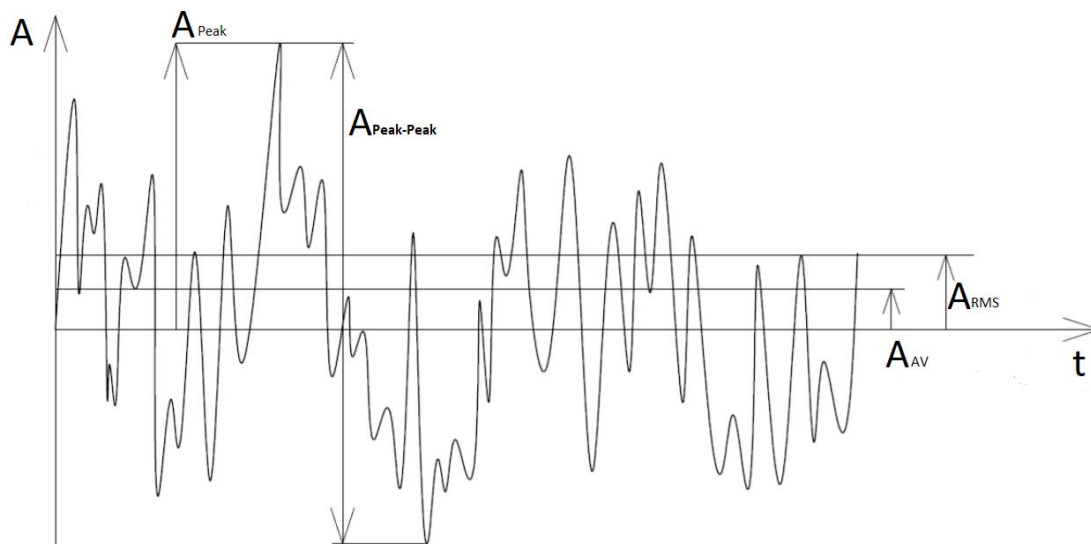
Hodnota špička-špička $A_{Peak-Peak}$ neboli rozkmit měřeného signálu.

Efektivní hodnota A_{RMS} (Root Mean Square) popisuje schopnost hodnoty veličiny konat efektivní práci. Ukazuje časový průběh a je měřítkem nebezpečnosti a škodlivosti mechanického kmitání. Je popsána vztahem:

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2(t) dt} \quad (5.2)$$

Střední hodnota A_{AV} (average) je průměrná hodnota amplitudy a je dána vztahem: [23]

$$A_{AV} = \frac{1}{T} \int_0^T |y(t)| dt \quad (5.3)$$



Obrázek 18 - Znázornění hodnot RMS, Peak a Average

5.2 Frekvenční analýza – Fourierova transformace (FFT)

Frekvenční analýza je jednou z nejdůležitějších metod pro nalezení periodických jevů ve vibračním signálu. Slouží k nalezení zdrojů signálů způsobených vibracemi. Princip je založen na analýze časového průběhu, který je rozložen na jednotlivé harmonické složky. Frekvenční spektrum nám předává detailní informace o zdrojích signálu, což nám určí závažnost a charakter poruchy. Užitím této metody lze frekvenční složky ukázat ve spektru vibrací, které je grafickým zobrazením pro tuto analýzu. Tato metoda je reprezentována amplitudovým a fázovým spektrem. Frekvenční analýza využívá Fourierovu transformaci a tímto je rozdělen signál do Fourierovy řady. Postupy spojené s frekvenční analýzou jsou aplikovány do analyzátorů. Ty jsou různých typů jako provozní, laboratorní, jedno nebo vícekanálové.

Výhodou této metody je, že jednotlivé jevy jsou od sebe odděleny, zatímco v časové oblasti jsou jevy promíchány.

5.2.1 Fourierova transformace

Její základem je periodicky opakující se funkce $f(t)$ s periodou T . Tato funkce může být vyjádřena jako suma harmonických funkcí sinus a cosinus. Ty jsou dány násobkem základní frekvence daného signálu. Je to tzv. Fourierova řada, což je série diskrétních frekvenčních složek ve frekvenční oblasti a je dána vztahem (3.6) [9] [23]:

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cdot \cos(n\omega t) + b_n \cdot \sin(n\omega t)] \quad (5.4)$$

kde:

a_0 ... stejnosměrná složka

$$a_0 = \int_0^T f(t) \sin n\omega t \, dt \quad (5.5)$$

a_n, b_n ... Fourierovy koeficienty, které tvoří spektrum funkce $f(t)$
 n ... řád harmonické

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos n\omega t \, dt \quad (5.6)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin n\omega t \, dt \quad (5.7)$$

Fourierovy koeficienty periodické funkce $f(t)$ lze zobrazit ve tvaru amplitudy n -té harmonické A_n (amplitudové spektrum) a fázového úhlu φ_n (fázové spektrum).

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (5.8)$$

$$\varphi_n = \arctg \frac{b_n}{a_n} \quad (5.9)$$

Fourierova transformace spojitého signálu $x(t)$ je popsána vztahem:

$$F(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{j\omega t} dt \quad (5.10)$$

Zpětná transformace do časové oblasti je dána vztahem:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(t) \cdot e^{j\omega t} dt \quad (5.11)$$

Tyto vzorce je vhodné použít pro transformaci neperiodického spojitého signálu. Výsledkem je neperiodické spektrum $F(t)$.

5.2.2 Rychlá Fourierova transformace FFT

Rychlá Fourierova transformace je velmi náročná na výpočet. Proto se používá různých algoritmů např. Cooleyho a Tukeyho. Často se nazývá jako algoritmus decimování v čase.

Princip spočívá ve volbě počtu vzorků $N = 2^m$, kde m je přirozené číslo. V tom případě, dostáváme délky záznamu $N = 64, 128, 256, 512, 1024$ atd. Rychlý algoritmus je založen na předpokladu, že N je sudé číslo. [9] [23]

Potom lze psát vztah:

$$F_n = \sum_{k=0}^{N-1} x_k \cdot e^{\frac{j2\pi kn}{N}} \quad (5.12)$$

kde:

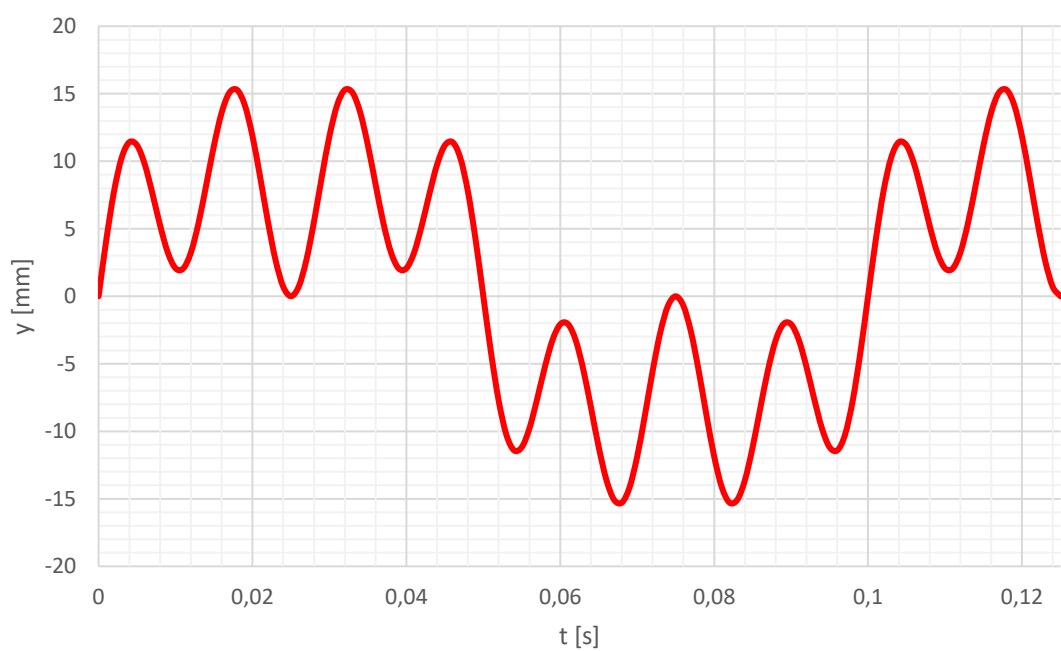
$$n = 1, 2, \dots, N-1$$

5.2.3 Příklad FFT z programu Matlab

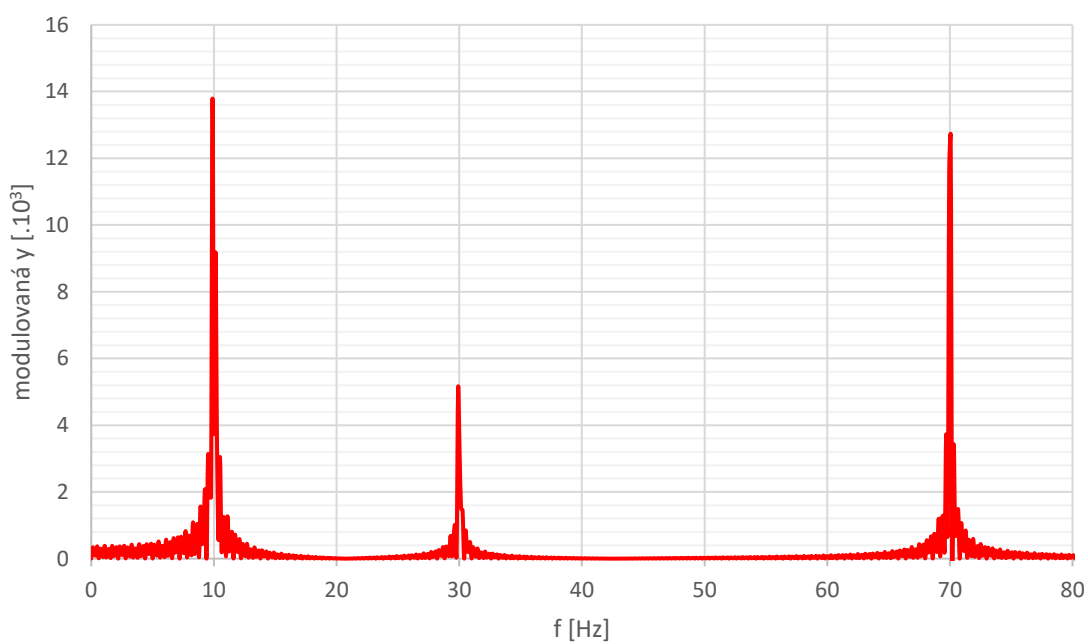
V programu Matlab byla vytvořena ukázka rychlé Fourierovy transformace. Nejprve se zadaly parametry signálu, potom se udělaly tři sinusové signály, které se sloučily do jednoho výsledného. V další části je provedena rychlá Fourierova transformace, která v matlabu používá příkaz fft. Nakonec jsou sestrojeny grafy časového průběhu a spektra složeného průběhu.

Tabulka 1 - Script se složeným signálem, FFT a grafem

<pre> % Parametry signálu Fs = 1000; Ts = 1/Fs; dt = 0:Ts:5-Ts; f1 = 10; f2 = 30; f3 = 70; % Tři signály a jejich složený signál ys y1 = 10*sin(2*pi*f1*dt); y2 = 3*sin(2*pi*f2*dt); y3 = 7*sin(2*pi*f3*dt); ys = y1+y2+y3; % Rychlá Fourierova transformace nfft = length(ys); nfft2 = 2^nextpow2 (nfft); ff = fft (ys, nfft2); fff = ff (1:nfft2/2); xfft = Fs*(0:nfft2/2-1)/nfft2; </pre>	<pre> % Vykreslení časového průběhu složeného signálu subplot(3,1,1); plot (dt,ys); xlabel('Čas [s]'); ylabel('Amplituda'); title('Časový průběh složeného signálu'); axis([0 0.4 -20 20]); % Vykreslení spektra složeného signálu subplot(3,1,2); plot (xfft,abs(fff)); xlabel('Frekvence [Hz]'); ylabel('Amplituda'); title('Spektrum složeného signálu (FFT)'); axis([0 80 0 3e4]); % vepsání hodnot z grafů do excelu xlswrite('hodnoty.xlsx',[dt(:),ys(:)]); xlswrite('hodnoty2.xlsx',[xfft(:),fff(:)]); </pre>
--	--



Obrázek 19 - Časový průběh složeného signálu



Obrázek 20 - Spektrum složeného signálu (FFT)

5.3 Zpracování signálu (analýza)

Zpracování signálu se provádí pro zlepšení výsledků analýzy. Tím je myšleno vyhlazení signálu. K tomu slouží například váhová okna.

5.3.1 Okna Fourierovy transformace

U Fourierovy transformace se předpokládá, že se jedná o periodickou funkci. Ve skutečnosti signály vibrací nemají dostatečně vyznačenou periodu, dokonce ani průběh v jednotlivých periodách není úplně stejný. To může mít za následek zkreslení spektra, což je nazýváno jako únik (leakage). K odstranění úniku se používají váhová okna. Jedná se o úpravu signálu před výpočtem Fourierovy transformace, která se snaží minimalizovat nespojitost na začátku a na konci signálu. Signál je násoben funkcí, tzv. oknem a výsledkem je potlačení signálu na začátku a na konci.

Typy oken:

Obdélníkové okno

Slouží pro analýzu frekvenčně blízkých spektrálních složek, které mají malý rozdíl amplitud. U obdélníkového okna je signál násoben jedničkou. Je to tedy obdoba výpočtu Fourierovy transformace bez úpravy signálu před jeho výpočtem. Příklad tohoto okna je zobrazen na obr.21.

Flat-top okno

Je charakteristické tím, že signál má největší váhu uprostřed, zatímco na začátku a na konci je váha záporná. Je určeno k přesnému odečtení amplitudy a používá se pro kalibraci snímačů.

Hammingovo okno

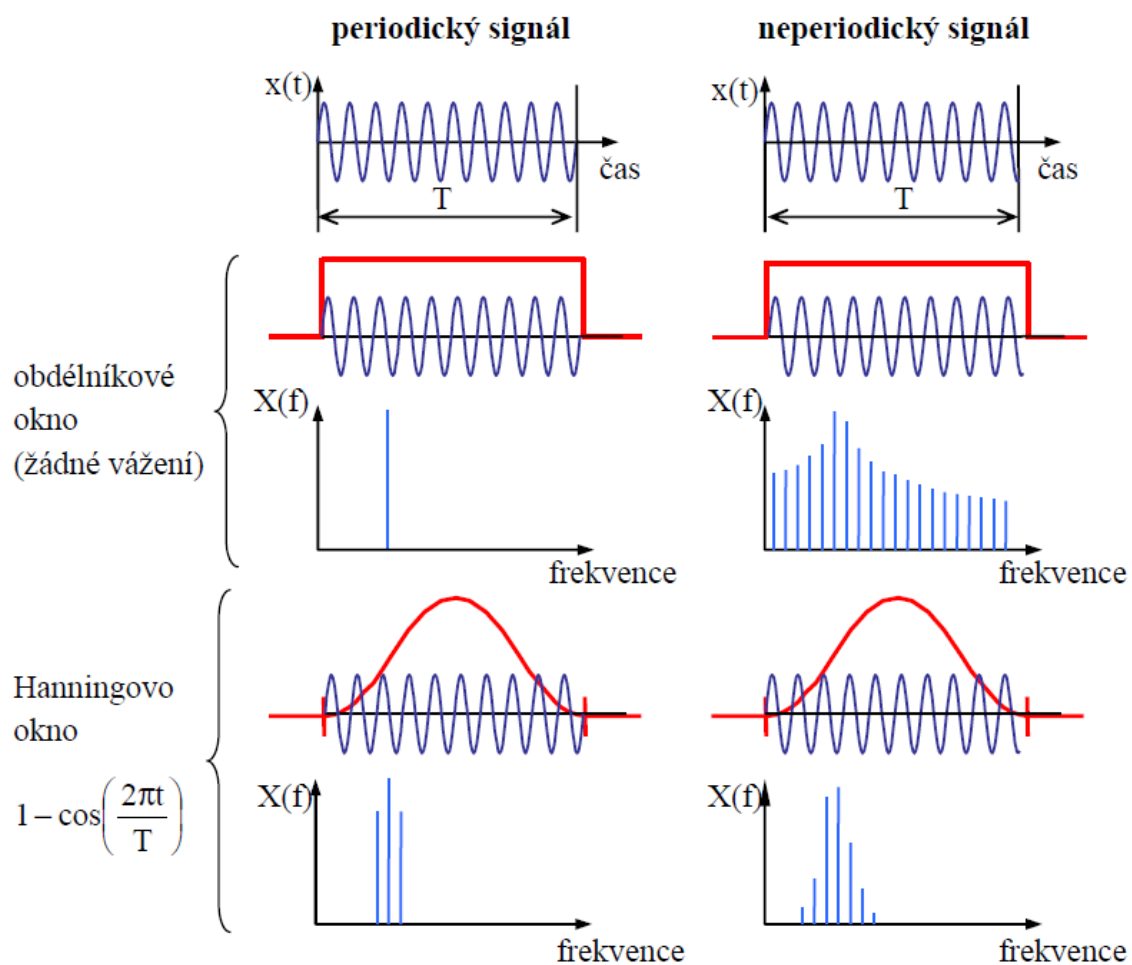
Toto okno za pomoci potlačení vzorků signálů na začátku a na konci nám zvyšuje stabilitu výpočtu. Dokonce potlačuje postranní laloky ve spektru. Je podobné Flat-top oknu. Rozdílné je v tom, že na začátku a na konci není váha signálu záporná a uprostřed je nižší jak u Flat-top okna. Příklad tohoto okna je zobrazen na obr.21.

Blackman-Harris okno

Slouží k maximálnímu potlačení postranních laloků. Je vhodné pro analýzu amplitudově rozdílných a kmitočtově vzdálených složek.

Exponenciální okno

Použití tohoto okna je pro měření odezvy signálu, jako například odezvy způsobené rázovým buzením. [9]



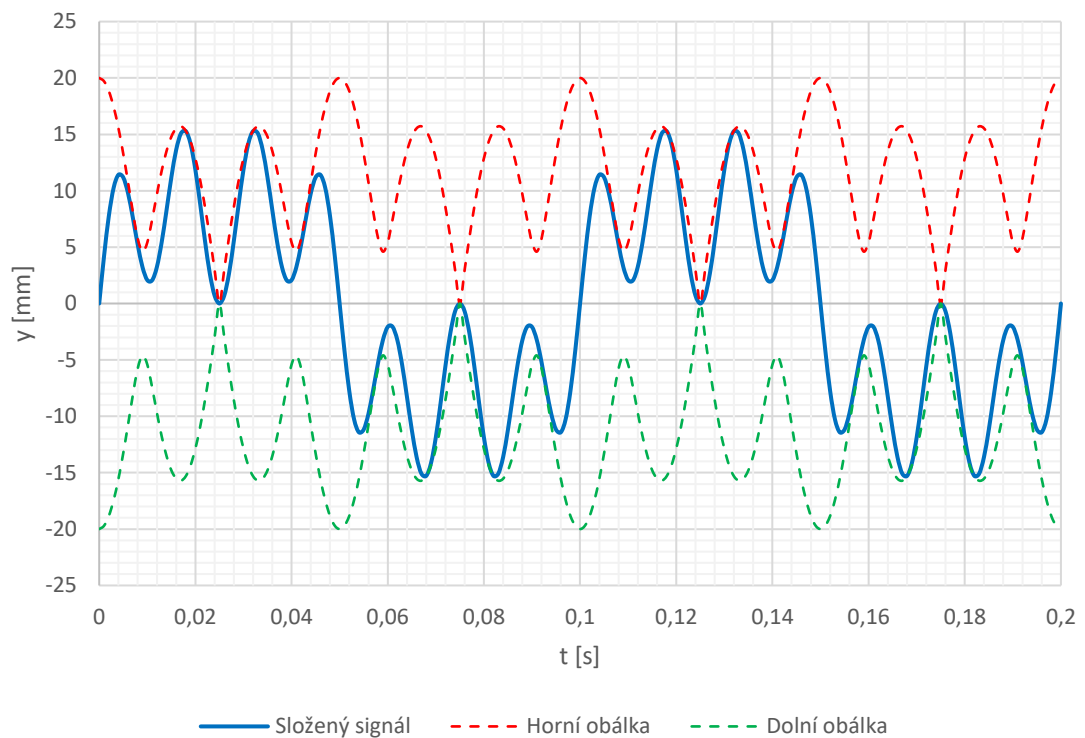
Obrázek 21 – Příklad použití váhových oken při periodickém a neperiodickém signálu [9]

5.4 Další metody analýz

Vedle frekvenční a časové analýzy lze signál analyzovat pomocí dalších metod. Tyto metody nabízí lepší analýzu a lepší zhodnocení technického stavu objektu. Typickým příkladem jsou metody k měření technického stavu valivých ložisek.

5.4.1 Obálková analýza (Envelope spektrum)

Obálková metoda zjišťuje aktuální stav ložiska. Ve spojení s FFT analýzou lze určit přesné poškození ložiska (vnitřní, vnější kroužek, klec, valivý element). To je možné díky různé relativní rychlosti jednotlivých částí ložiska vůči hřídeli. Z těchto rychlostí lze vypočítat frekvence, na kterých se projevují poruchy. Princip je založen na měření rázových impulsů. Ty vznikají odvalováním kuličky nebo válečku po porušené dráze. Měřený signál obsahuje opakující se kmitočet impulsů obsahující i impulsy způsobené poškozením. Potom je signál za pomoci vysokofrekvenčního filtru upraven a následně určen analýzou FFT. Nakonec jsou vypočítané frekvence porovnány s hodnotami získanými z analýzy a určeny poškozené části. [11]



Obrázek 22 - Příklad obálkové metody

5.4.2 Metoda rázových pulzů (Shock pulse metod)

Metoda slouží k měření a posuzování rázových pulzů u rotačních valivých ložisek. Určí se informace o stavu a stupni poškození, stavu mazání a kvalitě instalace. Princip spočívá v měření maximální hodnoty nebo počtu pulsů, jejichž hodnota je větší než referenční. Jsou vyhodnocovány absolutní velikosti impuls a jsou měřeny střední hodnoty amplitudy kmitů snímače v rezonanční oblasti 30-40 kHz. Výhodou je rychlost a spolehlivost vyhodnocení a použití pro nízkootáčkové stroje (od 200 ot. /min nebo dokonce i ve výjimečných situacích od 1 ot. /min).

5.4.3 Metoda BCU (Bearing condition unit)

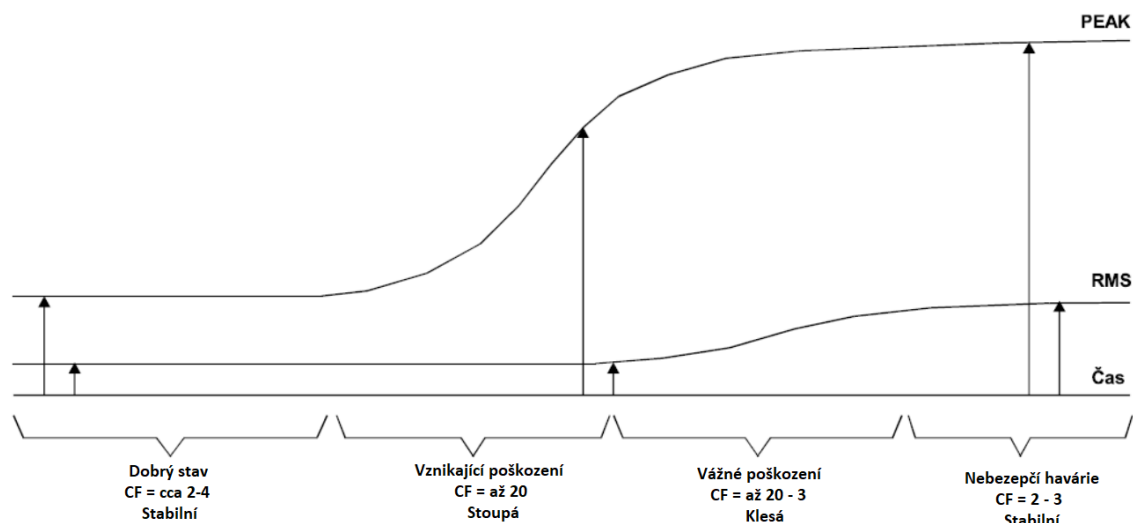
Tato metoda je založena na snímání rázových impulzů vznikajících vlivem poškození ložiska. Snímání je provedeno za pomoci snímačů, které jsou přiloženy na ložisko. Tyto rázové impulzy vybudí ve snímači kmitání v rezonanční oblasti 36-38 kHz. Vzniklé kmitání má určitou energii, která trvá kratší nebo delší dobu, dokud neodezní. Tato energie se potom určuje a vyhodnocuje spolu s četností výskytu rázů, ze kterých se vytváří hodnota BCU. To je ovlivněno otáčkami motoru, rozměry ložiska nebo geometrickým tvarem valivých těles. Referenční hodnota je měřena na identickém novém ložisku. Překročením BCU hodnoty o činitel 3-4, lze očekávat brzké poškození ložiska.

5.4.4 Metoda činitele výkmitu (Crest factor) CF

Je jednou z hlavních metod pro vyhodnocování stavu valivých ložisek. Princip spočívá ve vyhodnocování poměru mezi špičkovou hodnotou zrychlení (Peak) a efektivní hodnoty (RMS) zrychlení v pásmu 10 Hz až 10 kHz.

$$CF = \frac{A_{Peak}}{A_{RMS}} \quad (5.13)$$

Hodnota Crest factoru by se měla pohybovat v rozmezí od 2 do 4. Překročení této hodnoty znamená vznik poškození ložiska. Průběh Crest factoru v závislosti na poškození ložiska je zobrazen na Obrázku 23. [11]



Obrázek 23 - Průběh Crest factoru v závislosti na poškození ložiska [24]

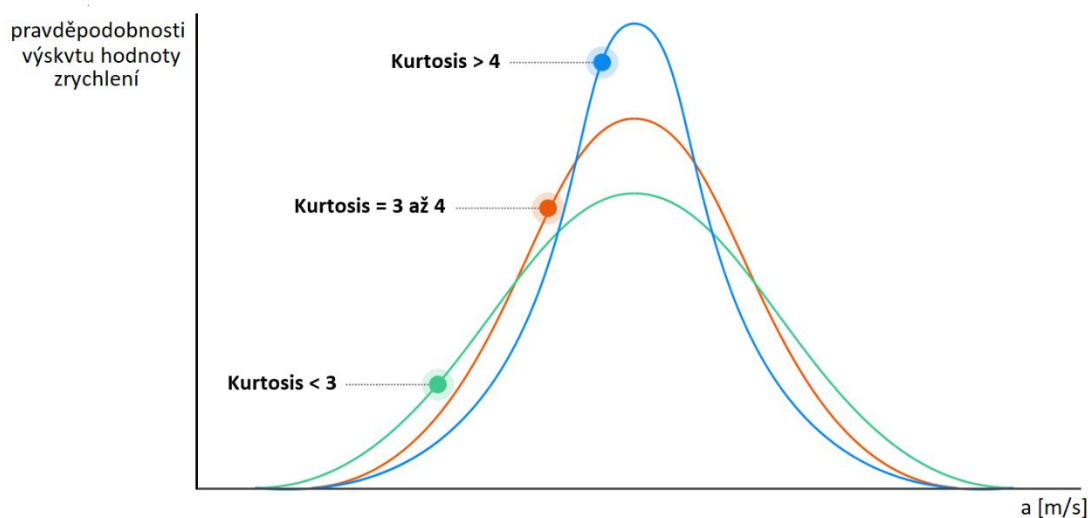
5.4.5 Metoda SEE (Spectral emitted energy)

Metodou SEE (Spektrální vyzařovaná energie) je za pomoci speciálně vyvinutého senzoru snímán vysokofrekvenční signál. Zpracování tohoto signálu nám pomůže odhalit kovový styk při poruše mazání nebo od poškození ložiska či ozubení. Tato metoda se od ostatních odlišuje měřením ve vysokofrekvenční oblasti 250-350 kHz s kombinací obáلكové analýzy.

5.4.6 Kurtosis factor

Tato metoda určuje stav ložiska pomocí statického přístupu. To znamená, že je to doplňující parametr. Jsou měřeny efektivní hodnoty rychlosti chvění ložiska v pěti frekvenčních pásmech od 2,5 kHz do 80 kHz.

Princip této metody spočívá v úvaze, že náhodný vibrační signál má Gausovo normální rozdělení. To znamená, že v signálu se nevyskytují harmonické nebo vysokofrekvenční pravidelné složky. Výpočtem dvou parametrů určíme, jestli se skutečně jedná o Gaussovo rozdělení. Mezi tyto parametry patří šikmost a špičatost. Šikmost je definována jako asymetrie vůči průměru. Pro účely vibrodiagnostiky se hlavně používá špičatost. V praxi je tento parametr nazýván Kurtosis factor. Pokud tato hodnota bude menší než 3 bude pravděpodobně špatně zvolené frekvenční pásmo nebo se bude jednat o náhodný šum. Dobrý stav je v rozmezí 3-4, začínající poškození 5-8, vážné poškození 9-13, 13 a větší se bude jednat o nebezpečí havárie. Závislost Kurtosis factoru je zobrazena na obrázku 24. Čím bude parametr větší, tím bude průběh špičatější. [11] [23]

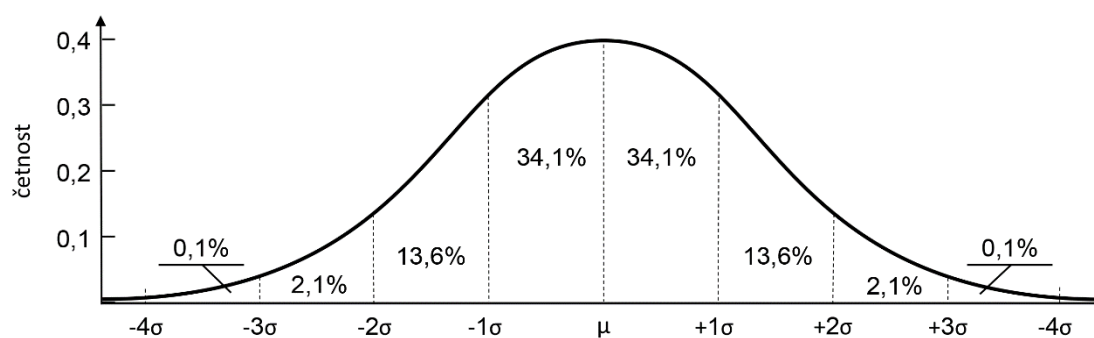


Obrázek 24 – Závislost Kurtosis factoru [25]

Gaussovo rozdělení

Je nazýváno jako normální rozdělení a je jedním z nejdůležitějších rozdělení pravděpodobnosti spojité náhodné veličiny. Bývá taky někdy označováno jako zákon chyb. Tímto se také řídí rozdělení některých fyzikálních a technických veličin. Je charakterizováno střední hodnotou μ a rozptylem σ^2 . Potom pro zapsání náhodné veličiny X použijeme vztah:

$$X \sim N(\mu, \sigma^2) \quad (5.14)$$



Obrázek 25 - Normální rozdělení - Gaussova křivka

U rozděleních se rozlišuje koeficient šikmosti a špičatosti. Koeficient šikmosti γ_1 popisuje nesymetrii rozdělení. Nulová hodnota značí, že hodnoty jsou rovnoměrně rozloženy vlevo a vpravo. Kladná šikmost značí na pravé straně výskyt odlehlejších hodnot než na straně levé, většina hodnot se nachází vlevo od průměru. U záporné šikmosti je to naopak. Koeficient špičatosti γ_2 porovnává dané rozdělení s normálním

rozdělením. Normální rozdělání má špičatost rovnu 0. Kladná špičatost se pohybuje blízko střední hodnoty a křivka hustoty je špičatější. U záporné je rozdělání rovnoměrnější a křivka je plošší, stejně jako u normálního rozdělání.

$$\gamma_1 = \frac{\mu_3}{\sigma_3} \quad (5.15)$$

$$\gamma_2 = \frac{\mu_4}{\sigma_4} \quad (5.16)$$

kde:

γ_1	...	koeficient šikmosti [-]
γ_2	...	koeficient špičatosti [-]
μ_3	...	třetí centrální moment [-]
μ_4	...	čtvrtý centrální moment [-]
σ	...	směrodatná odchylka [%]

6. PŘEHLED PŮSOBNÍ VIBRACÍ

V tabulkách 2 a 3 jsou uvedeny elektrické a mechanické zdroje závad. Pro jednotlivé zdroje je udělaný přehled jako je frekvence symptomu, směr působení a případně poznámka.

Tabulka 2 - Diagnostická tabulka s elektrickými závadami

Diagnostická tabulka – elektrické závady			
<i>Elektrické závady jsou závislé na frekvenci proudu</i>			
Příčina vibrací [Umístění vibrací]	Frekvence symptomu	Směr působení	Poznámka
Statické excentricita [V]	1X a 2X síťová frekvence	radiální	Může být důsledkem špatného vnitřního ustanovení, opotřebení ložiska nebo lokálního ohřevu statoru
Uvolnění uchycení statoru, nevyvážený odpor fází nebo cívek, zkratované plechy, závity [V]	2X síťová frekvence	radiální	Uvádí se jako "volné železo" Je obtížné odlišit tuto skupinu jen na základě analýzy vibrací, ale frekvence budou přítomny při chodu se zatížením i bez zatížení
Uvolněné statorové plechy [V]	2X síťová frekvence a komponenty s odstupem 2X síťová frekvence asi okolo 1 kHz	radiální	Může být vysoká amplituda, ale obvykle ne destruktivní. Vysoké frekvenční složky mohou být podobné těm při statické excentricitě
Dynamická excentricita [V]	1X s postranními pásmy	radiální	Může být důsledkem ohnutí rotoru, házivosti rotoru v důsledku místního ohřevu rotoru
Prasklá rotorová tyč, uvolněná tyč, zkratované plechy rotoru, špatný spoj na koncovém kruhu [V]	1X s postranními pásmy	radiální	Postranní pásma mohou mít nízkou úroveň, což vyžaduje velký dynamický rozsah a frekvenční rozlišení měřícího přístroje

Pozn.: Jednotlivé položky jsou označeny **V**, **P**. Písmeno **V** udává, že se jedná o buzené vibrace přímo motorem (vnitřní) a **P** přenesené vibrace z externích zdrojů.

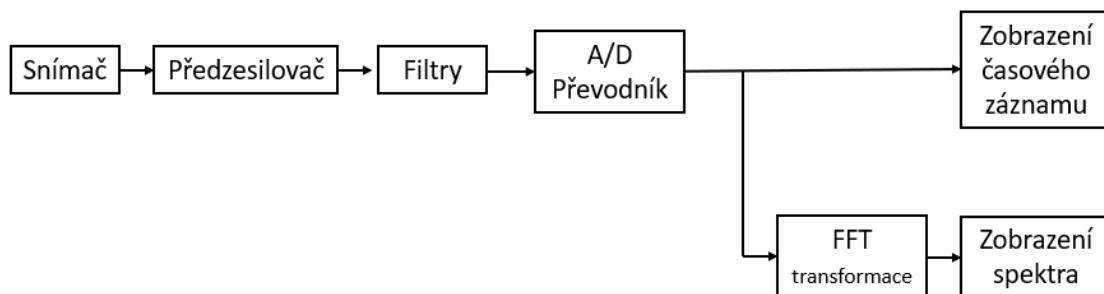
Tabulka 3 - Diagnostická tabulka s mechanickými závadami

Diagnostická tabulka – mechanické závady			
<i>Mechanické závady jsou závislé na otáčkách rotoru</i>			
Příčina vibrací [Umístění vibrací]	Frekvence symptomu	Směr působení	Poznámka
Nevyvážený rotor (statická silová, dynamická, momentová nevyváženost) [V]	1X	radiální	typ nevyváženosti podle fázových poměrů, běžná příčina silného chvění strojních zařízení
Ohnutý hřídel [P]	1X, 2X a vyšší X	axiální a radiální	Běžná příčina závad
Úhlová, paralelní nesouosost [P]	1X, 2X, 3X a 4X	axiální a radiální	Běžná příčina závad
Mechanické uvolnění [P]	0,5X, 1X, 1,5X, 2X, 3X ...	axiální a radiální	Vysoké množství harmonických a interharmonických
Vířivý nebo házivý pohyb olejového filmu v ložiscích [V]	0,43 až 0,48 X	radiální	-
Poškozené valivé ložisko [V]	indukovaná rezonance ložiskového domku nebo stroje, 1 až 20 kHz	radiální	Rezonance jsou buzeny rázy při válení přes vadu. Vyskytují se také frekvence závad, které jsou obecně ztraceny v šumu.
Vnější kroužek [V]	$f_{BPFO} = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right)$	axiální a radiální	Frekvence průchodu valivých tělísek přes závadu vnějšího kroužku BPFO s vyššími harmonickými
Valivé tělísko [V]	$f_{BSF} = f_r \frac{d_s}{2 \cdot d_0} \cdot \left[\left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right)^2 \right]$	axiální a radiální	Frekvence otáčení valivého tělíska, BSF s vyššími harmonickými často v kombinaci s interhamonickými
Klec ložiska [V]	$f_{FTF} = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right)$	axiální a radiální	-
Vnitřní kroužek [V]	$f_{BPBI} = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right)$	axiální a radiální	Frekvence průchodu valivých tělísek přes závadu vnitřního kroužku BPFI s postranními pásmy otáček

Pozn.: Jednotlivé položky jsou označeny **V**, **P**. Písmeno **V** udává, že se jedná o buzené vibrace přímo motorem (vnitřní) a **P** přenesené vibrace z externích zdrojů.

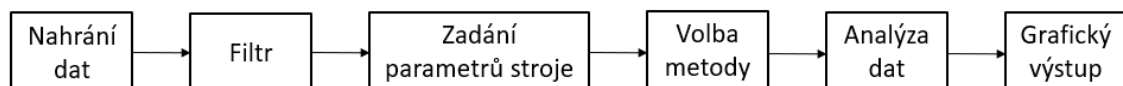
7. STRUKTURA PROGRAMU PRO MĚŘENÍ A ANALÝZU VIBRACÍ

Pro měření a analýzu vibrací slouží základní blokové schéma (Obrázek 26). Vstupní analogový signál je snímán pomocí snímače (výchyly, rychlosti a zrychlení). Následně putuje přes předzesilovač do pásmových filtrů. Pomocí nich se získá potřebná část signálu a odstraní se nepotřebné vibrace (například přenášené z jiné části stroje) a šum. Potom se za pomoci A/D převodníku převede analogový signál na digitální. To je důležité z důvodu dalšího zpracování. Tento signál lze analyzovat v časové oblasti a zobrazit časový průběh. Druhou metodou se tento signál zpracovává pomocí Fourierovy transformace FFT a zobrazuje frekvenční spektrum.



Obrázek 26 - Blokové schéma pro měření a analýzu vibrací

Změřená data jsou nahrána do programu, který slouží k analýze. Následně jsou upraveny pomocí filtrů, díky kterým lze potlačit a propustit nežádoucí frekvenční šum ve výsledném frekvenčním spektru. To je pro nás přínosné, protože po vyfiltrovaném signálu nám zůstane pouze část, na kterou se chceme v analýze zaměřit. Dále je potřebné zadat parametry stroje jako jsou otáčky, frekvence apod. Podle těchto parametrů se budeme řídit, tzn. bereme je jako referenční. Data jsou zvolenou metodou upravena a analyzována. Ta jsou nakonec zobrazena na grafickém výstupu.



Obrázek 27 - Program k analyzování naměřených dat

8. POPIS GRAFICKÉHO UŽIVATELSKÉHO PROSTŘEDÍ GUI

V této kapitole bude popsáno grafické uživatelské prostředí, v angličtině nazývané GUI – Graphic User Interface. Součástí tohoto prostředí je program sloužící k nahrání hodnot, zadání hodnot parametrů stroje, nastavení filtru, výběr analýzy a zobrazení výsledků. Celkové GUI je zobrazeno na obrázku 28.



Obrázek 28 - Celkové GUI

8.1 Parametry stroje

První část GUI slouží k informativnímu nahrání parametrů stroje. Hodnoty se zadávají do příslušných polí a následně se tlačítkem „Zadat“ přiřadí do tabulky. Ještě se z otáček dopočítá základní otáčková frekvence. Zadávání a zobrazení lze vidět na obrázku 29 a) a b).

Otáčky [ot/min]	1450
Frekvence_el [Hz]	50
Výkon_el [W]	1100
Jmenovitý proud [A]	2.7
Jmenovité napětí [V]	400
Účinnost [-]	0.78

Veličina	Hodnota
Ot [ot/min]	1450
f_el [Hz]	50
P_el [W]	1100
In [A]	2.7000
Un [V]	400
cos_fi [-]	0.7500
f_zak_ot [Hz]	24.1667

Obrázek 29 - a) Zadávání parametrů stroje b) zobrazení parametrů stroje

8.2 Načtení hodnot

Další část GUI slouží k nahrání naměřených dat z čidla pro měření vibrací. Pomocí tlačítka „Load“ se nám otevře adresář odkud chceme hodnoty načíst. Následně si vybereme příslušný soubor a potvrdíme.



Obrázek 30 - Načtení hodnot do programu

8.3 Nastavení filtru

Nastavení filtru pásmová propust se provádí pomocí zadávacích polí, do kterých se napíší příslušné hodnoty a následně se tlačítkem „Zadat“ vloží do tabulky. Toto je znázorněno na obrázku 31 a 32.

Fs [Hz]	2.56e+04		
Fstop1 [Hz]	0	Dstop1 [-]	0.001
Fpass1 [Hz]	10	Dpass [-]	0.0575
Fpass2 [Hz]	9990	Dstop2 [-]	0.0001
Fstop2 [Hz]	1e+04	dens [-]	40

Obrázek 31 - Zadání hodnot pro nastavení filtru

Veličina	Hodnota
Fs [Hz]	25600
Fstop1 [Hz]	0
Fpass1 [Hz]	10
Fpass2 [Hz]	9990
Fstop2 [Hz]	10000
Dstop1 [Hz]	1.0000e-03
Dpass [-]	0.0575
Dstop2 [-]	1.0000e-04
dnes [-]	40

Obrázek 32 - Zobrazení parametrů filtru

8.4 Výběr analýzy

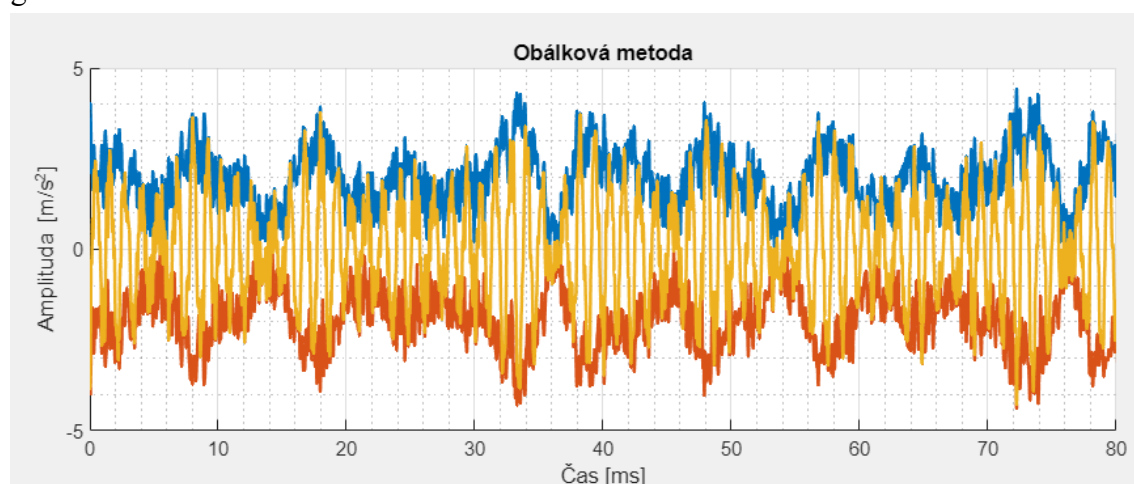
Další část GUI slouží pro výběr analýzy. Lze vybrat ze tří možností Obálková metoda, FFT a Crest Factor. Tato část je zobrazena na obrázku 33.



Obrázek 33 - Výběr analýzy

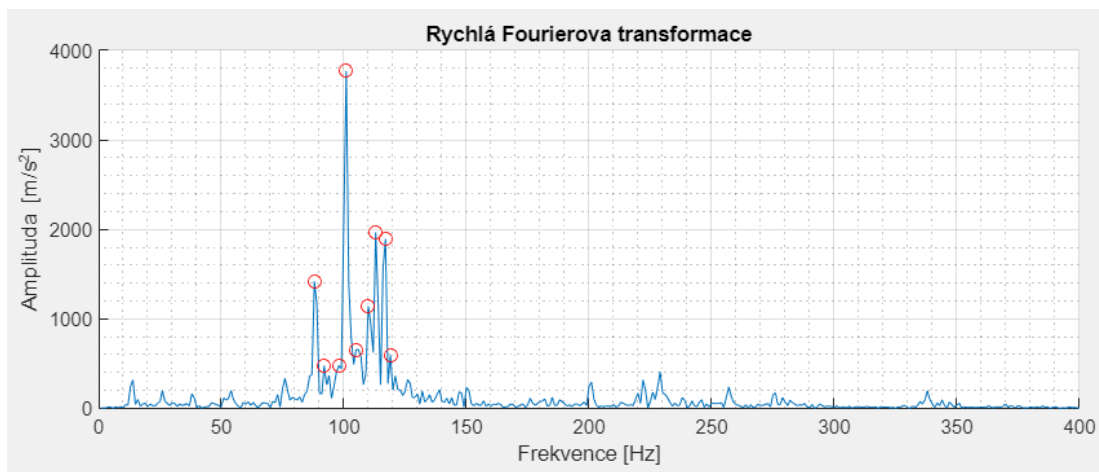
8.4.1 Výstupy analýz

Pro příslušnou analýzu je vždy vytvořen výstup. Pro Obálkovou metodu je výstupem grafické zobrazení viz. Obrázek 34.



Obrázek 34 - Obálková metoda

Pro rychlou Fourierovu transformaci se vytvoří grafické zobrazení, kde je vykresleno spektrum signálu a vyznačeno deset peaků. Jejich přesné hodnoty jsou zobrazeny v poslední tabulce. Vykreslení spektra je na obrázku 35 a výpis hodnot peaků je na obrázku 36.



Obrázek 35 - Zobrazení spektra a vyznačení peaků

Peaks	Hodnota [Hz]
1. Peak	101
2. Peak	113
3. Peak	117
4. Peak	88
5. Peak	110
6. Peak	105
7. Peak	438
8. Peak	119
9. Peak	98
10. Peak	92

Obrázek 36 - Výpis hodnot deseti peaků

Pro Crest Factor je zde vytvořena poslední část GUI. Zde se spočítá efektivní hodnota *RMS* a špičková hodnota *PEAK*. Následně se podle rovnice 8.1 dopočítá Crest Factor *CF*. Součástí je i indikátor, který podle *CF* barvou ukáže stav vibrací u motoru. Zelená barva je značí, že motor je v pořádku podle daných tolerancí. Oranžová barva znamená, že se u motoru začínají objevovat větší vibrace a červená barva je od větších vibrací až po extrémní vibrace, které vedou ke zničení stroje. Analýza Crest Factor je zobrazena na obrázku 37.

Crest Factor

PEAK [m/s²]

RMS [m/s²]

CF [-]

Stav

Obrázek 37 - Crest Factor a zobrazení stavu

9. VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH VIBRACÍ

V této kapitole se budou vyhodnocovat naměřené signály z daných čidel a popíšu se zde dané příčiny vibrací u daných strojů.

Měření bylo prováděno pomocí dvou přístrojů VibExpert II a mařící karty NI 9234 spojené s počítačem. V počítači bylo měření provedeno pomocí programu Labview.

Na VibExpert II bylo připojeno čidlo A a čidlo B. Popis o těchto čidlech je v tabulce 4.

Měřicí karta byla čtyřkanálová a byly na ní připojena dvě čidla – shear akcelerometry. Popis těchto čidel je v tabulce 5.

Tabulka 4 - Popis čidel A a B

Čidlo	Velikost		Uchytení	
	Průměr [mm]	Délka [mm]	Směr	Typ
Čidlo A	30	50	shora	Přes závit do krytu svorkovnice
Čidlo B	30	50	z boku	Pomocí lepicí pásky

Tabulka 5 - Popis čidel 0 a 1

Čidlo	Velikost		Uchytení	
	Průměr [mm]	Délka [mm]	Směr	Typ
Kanál 1	10	20	shora	Přes závit do krytu svorkovnice
Kanál 0	10	20	z boku	Pomocí oboustranné pásky

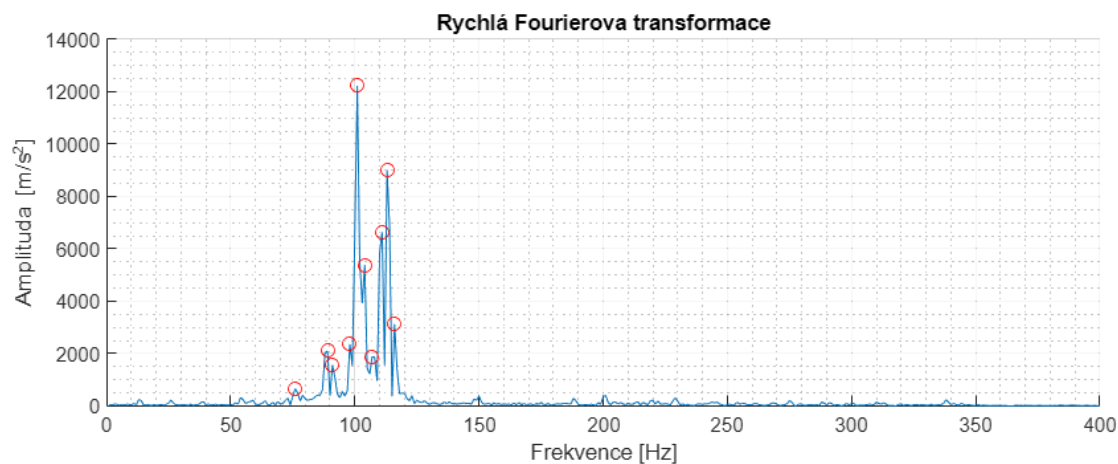
Kde na kanálu 0 je připojeno čidlo 0 a je kalibrováno s citlivostí 100,8 mV/g. Na kanálu 1 je připojeno čidlo 1 a je kalibrováno s citlivostí 101,3 mV/g.

Pro měření byly používány dva typy motorů, a to 750 W a 1100 W. Jejich štítkové hodnoty jsou v tabulce 6.

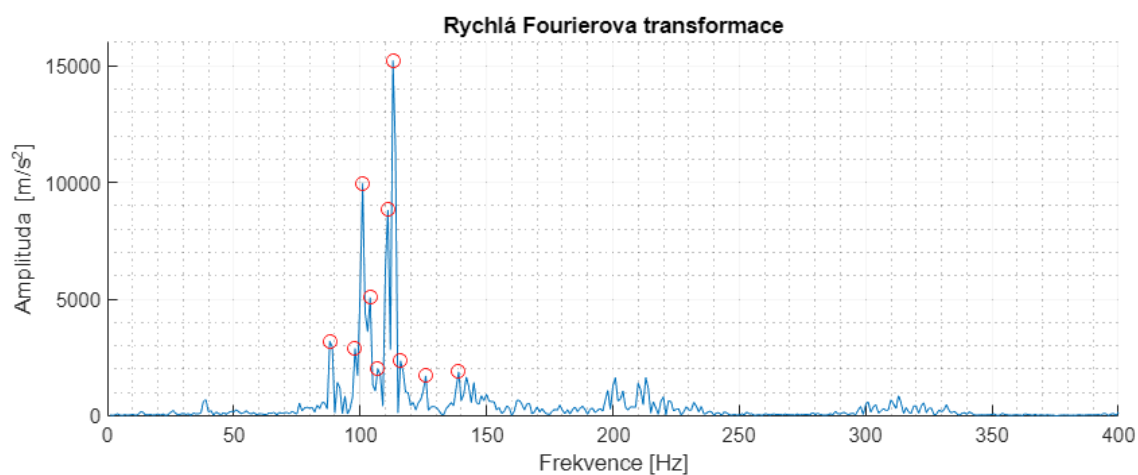
Tabulka 6 - Štítkové hodnoty

Počet fází	[-]	3	3
Frekvence	[Hz]	50	50
Typ	[-]	TM90-4S B3	TM90-6S B3
Výkon	[W]	1100	750
Otáčky	[ot/min]	1450	910
Jmenovité napětí Y/D	[V]	400/230	400/230
Jmenovitý proud Y/D	[A]	2,7/4,68	2,1/3,6
Cos θ	[-]	0,78	0,75
Krytí	[-]	IP 54	IP 54
Motory	[-]	M1 – M4	M5 – M8

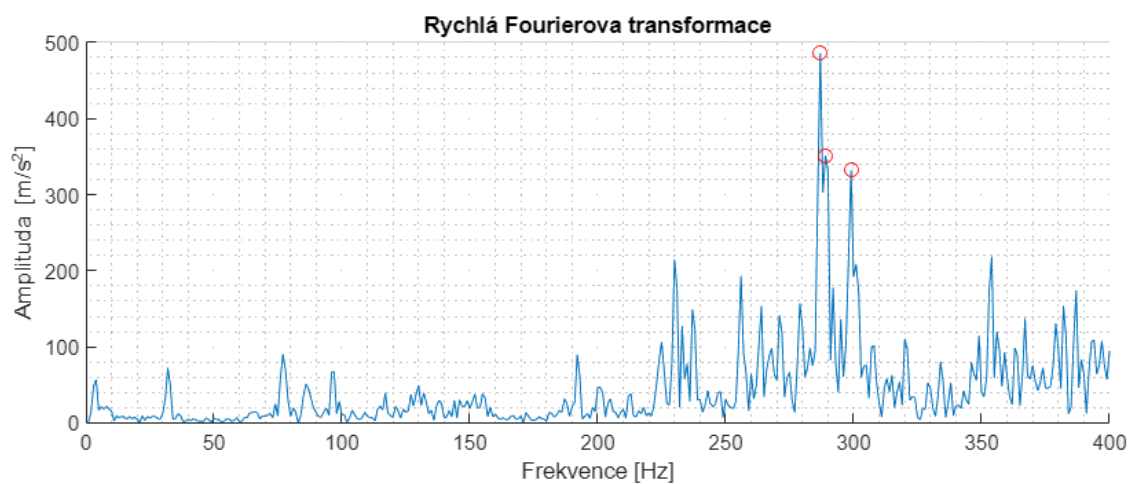
9.1 Motor M2



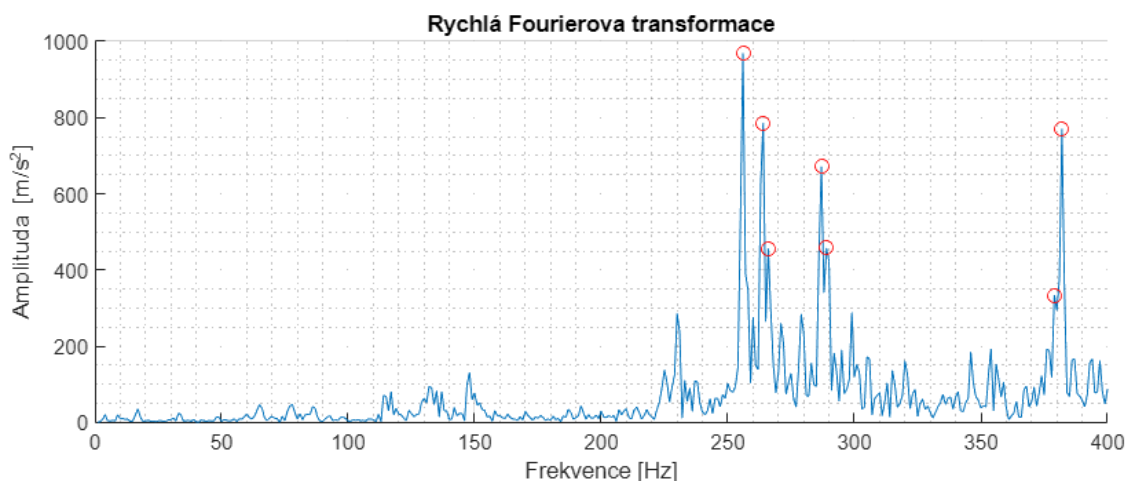
Obrázek 38 - FFT motoru 2 – čidlo A (M2A)



Obrázek 39 - FFT motoru 2 – čidlo B (M2B)



Obrázek 40 - FFT motoru 2 – čidlo 0 (M2_0)



Obrázek 41 - FFT motoru 2 – čidlo 1 (M2_1)

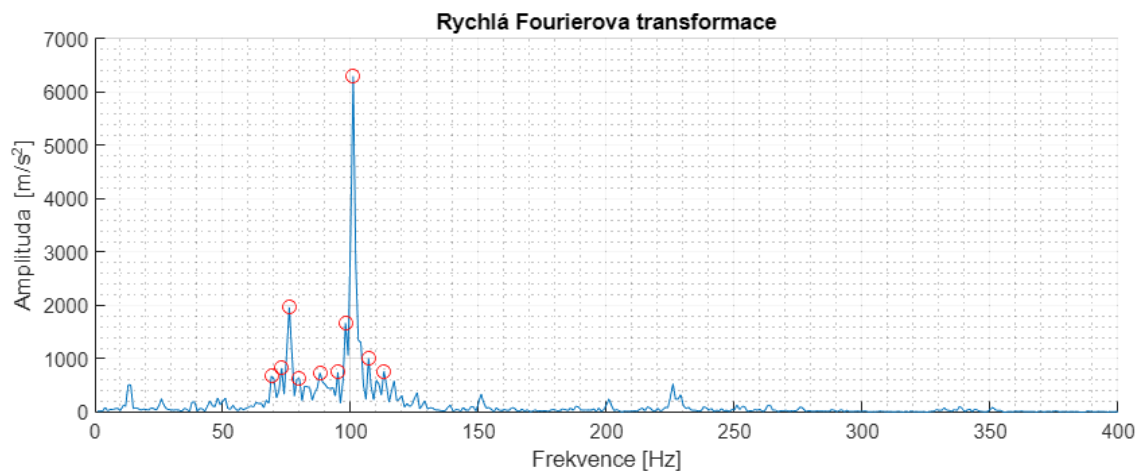
Byla provedena analýza pro motor M2, který byl připevněný pomocí šroubů k měřicímu stolu. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 24,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

Pro čidlo A se ve spektru vykreslily hlavní peaky na frekvencích 89, 101 a 111 Hz. Pro čidlo B se vykreslily podobné peaky. Z těchto dvou spekter vychází, že Crest Factor se jeví v pořádku, podle zelené kontrolky, ale podle hodnot Peak a Rms se dá usoudit, že se objevují větší vibrace. Proto je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí přesnější závadu. Z těchto dvou čidel podle diagnostické tabulky závad (Tabulka 2 a 3) vychází, že u motoru se může vyskytovat statická excentricita.

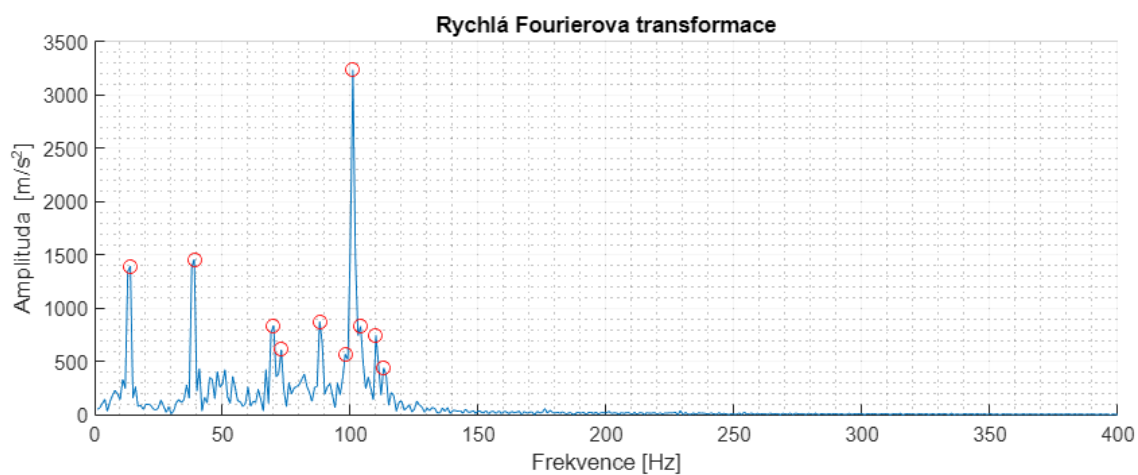
Pro čidlo 0 se ve spektru vykreslily nižší peaky na frekvencích 30, 75, 100 a pak dále vyšší peaky na frekvencích 225, 265, 285 a 300 Hz. Pro čidlo 1 to jsou peaky na 125, 150, 225, 256, 264, 282 a 379 Hz. Analýzou těchto signálů vychází, že by se mohlo jednat o statickou excentricitu a podle nižších frekvencí by se mohlo jednat o nevyvážený rotor, případně o mechanické uvolnění. To by mohlo být způsobeno špatným dotažením patek.

Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidlo 0 ukazuje stav oranžový, tj. už se začínají objevovat větší vibrace, což je následkem většího opotřebení. Pro čidlo 1 je CF v pořádku neboli je v toleranci dobrého stavu. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 1497 ot/min.

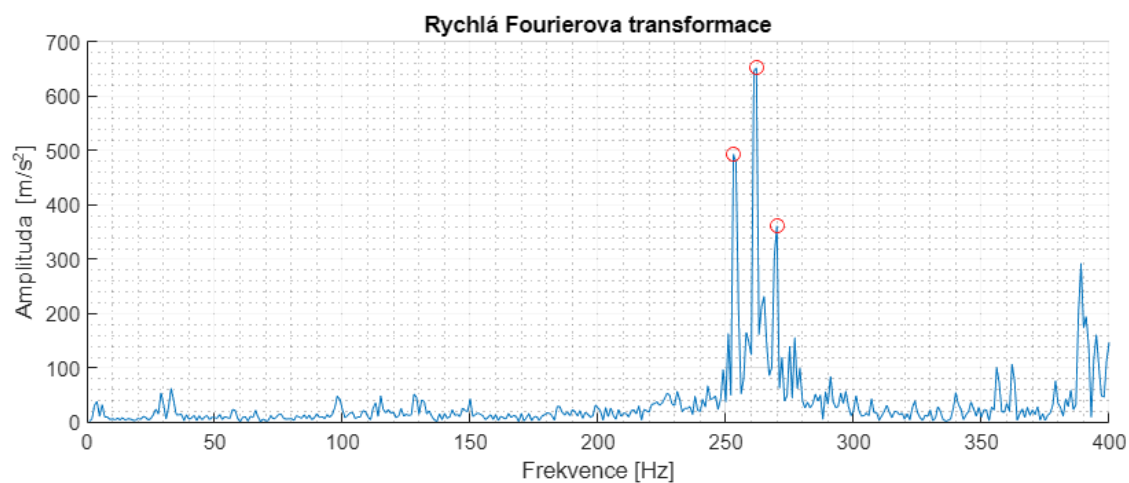
9.2 Motor M4



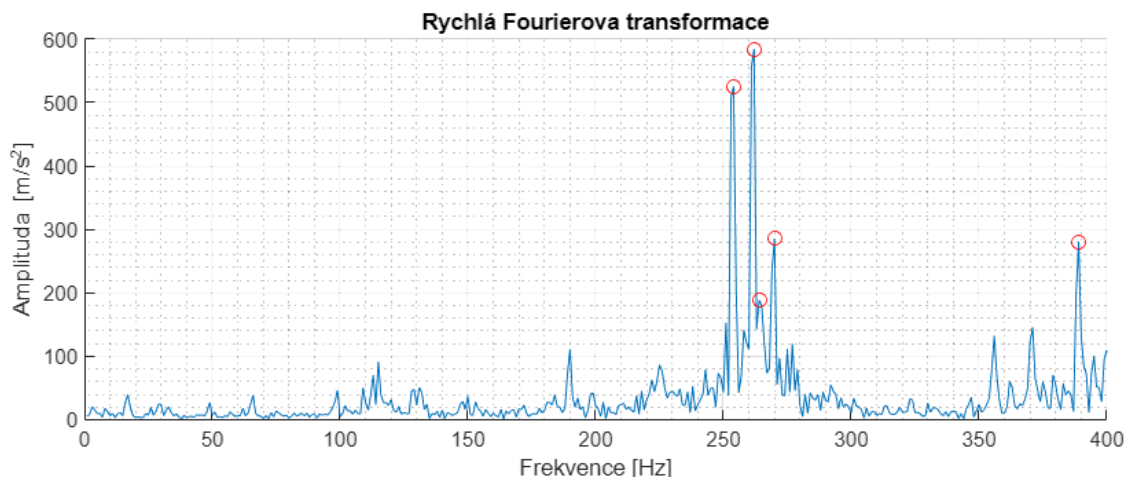
Obrázek 42 - FFT motoru 4 – čidlo A (M4A)



Obrázek 43 - FFT motoru 4 – čidlo B (M4B)



Obrázek 44 - FFT motoru 4 – čidlo 0 (M4_0)



Obrázek 45 - FFT motoru 4 – čidlo 1 (M4_1)

Byla provedena analýza pro motor M4, který byl připevněný pomocí šroubů k měřicímu stolu. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 24,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

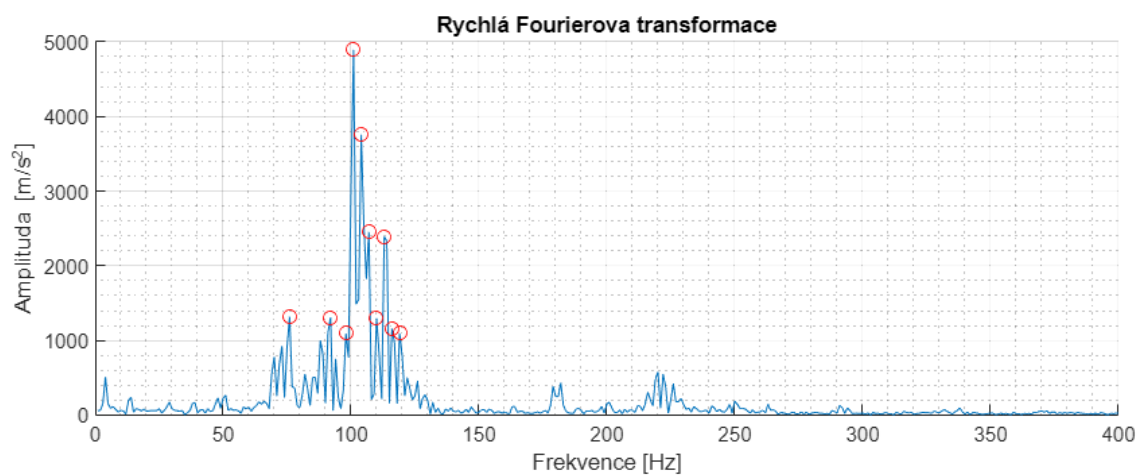
Z naměřených hodnot čidla A se ve výsledném spektru vykreslily peaky na frekvencích 76 a 101 Hz. Tyto hodnoty platí i pro čidlo B, navíc se zde vykreslily ještě frekvence 14 a 39 Hz. Z toho vyplývá, že se bude jednat o 0,58X, 1,6X, 3X harmonickou otáčkové frekvence a 2X harmonickou síťové frekvence.

Podle diagnostické tabulky závad (Tabulka 2 a 3) by se mohlo jednat o mechanické uvolnění, nesouosost, ohnutý hřídel nebo nevyvážený rotor. Dokonce by šlo říct, že by se mohlo jednat o vířivý nebo házivý pohyb olejového filmu v ložiscích, protože hodnota 0,58X je blízko hodnotám 0,43-0,48X.

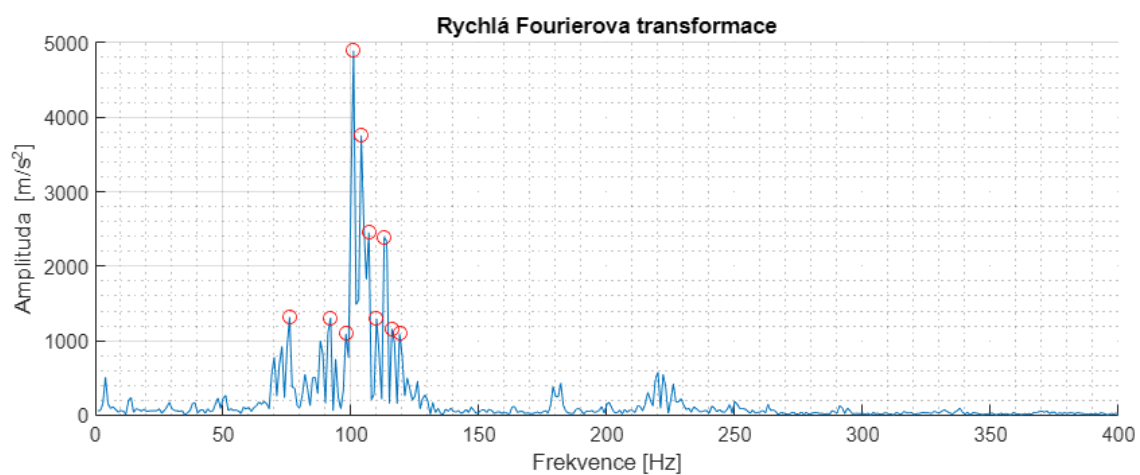
V tomto případě byl motor upevněn. Případný výskyt vibrací by byl způsoben nesprávným dotažením patek nebo nevhodně zvolenými patkami. Z diagnostické tabulky je dáno, že 2X harmonická je statická excentricita.

Pro naměřené hodnoty z čidla 0 se ve spektru vykreslily nejvyšší peaky na frekvencích 253, 262, 270 Hz a další, které se objevují na 1 KHz. Podobné peaky zaznamenalo i čidlo 1. Tyto vyšší frekvence by mohly odpovídat elektromagnetickým příčinám vzniku vibrací.

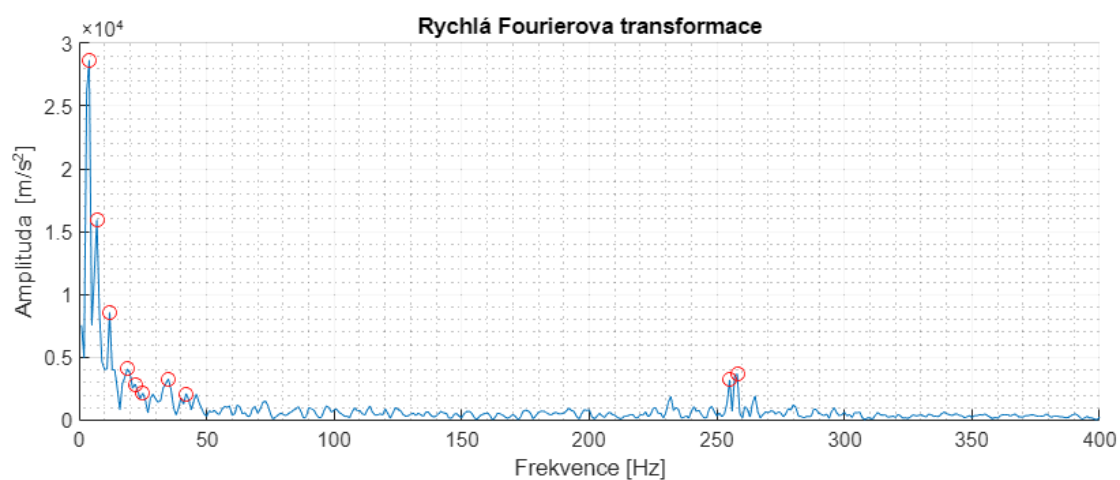
Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidla 0 a 1 ukázala stav oranžový, tj. už se začínají objevovat větší vibrace, což je následkem většího opotřebení. Pro čidlo A a B vyhodnotil program Crest Factor jako stav zelený. To znamená dobrý stav, tj. hodnoty Peak a Rms nemají vysoké hodnoty. Pro jistotu je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí případné závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 1499 ot/min.



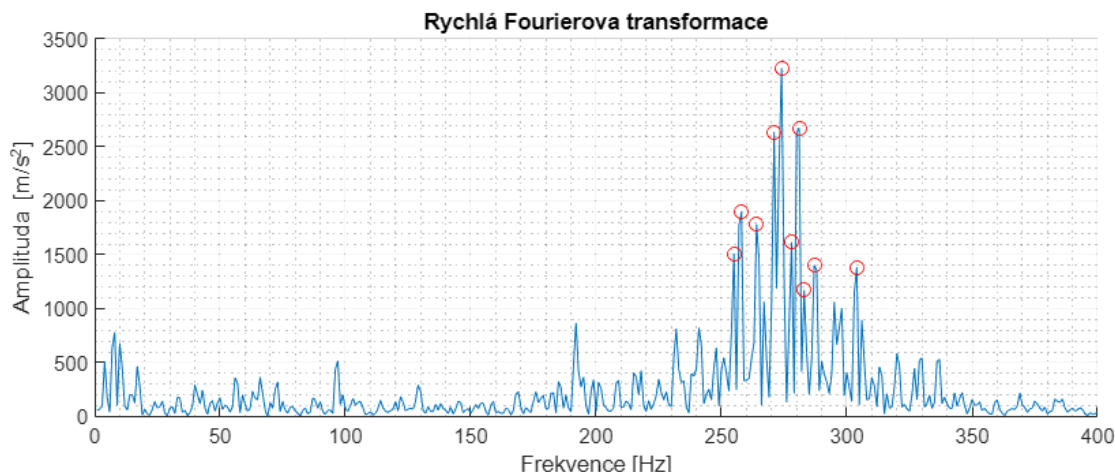
Obrázek 46 - FFT motoru 4 – bez přichycení – čidlo A (M4Abez)



Obrázek 47 - FFT motoru 4 – bez přichycení – čidlo B (M4Bbez)



Obrázek 48 - FFT motoru 4 – bez přichycení – čidlo 0 (M4_0_bez)



Obrázek 49 - FFT motoru 4 – bez přichycení – špatně připevněné čidlo čidlo 1 (M4_1_bez(cidlo))

Byla provedena analýza pro motor M4, který nebyl připevněný a stál pouze na stole. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 24,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz. Následně bylo zjištěno, že čidlo 0 bylo špatně připevněno a od toho se odvíjí špatně naměřené hodnoty.

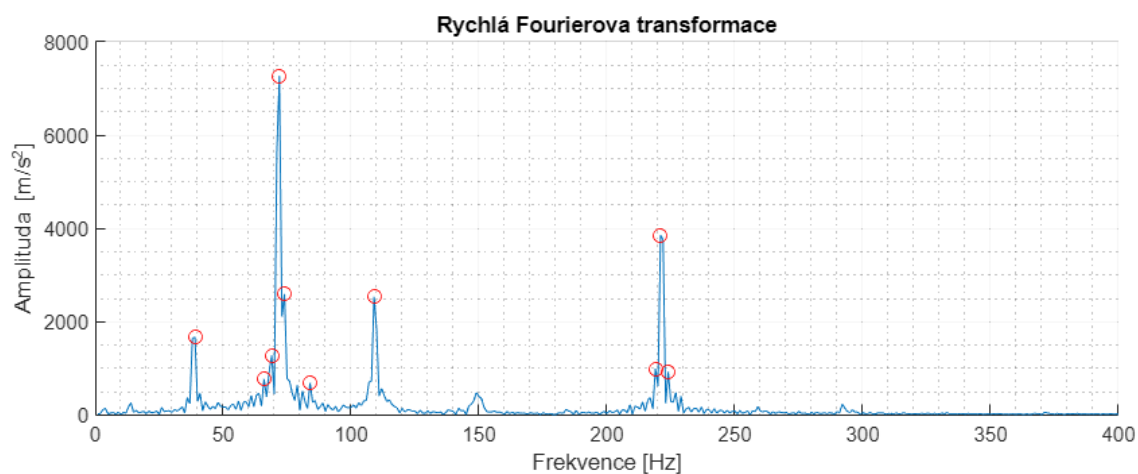
Podle čidla A i B se z naměřených hodnot vytvořila spektra, ve kterých se vykreslily peaky na frekvencích 76,92, 101, 113 Hz a dále na frekvencích 175 a 225 Hz. Z těchto frekvencí byla určena 3X harmonická základní otáčkové frekvence a případné vyšší harmonické. Tato hodnota nám určuje, že se jedná o mechanické uvolnění, což odpovídá nepřipevněnému motoru ke stolu. Dále byla určena 2X harmonická síťové frekvence, která podle diagnostické tabulky závad (Tabulka 2 a 3) definuje statickou excentricitu.

Čidlo 0 bylo špatně připevněné k boku motoru. Z důvodu, že kostra motoru nebyla magnetická, muselo se čidlo připevnit pomocí pásky. Ta se lehce odlepila a způsobila špatné měření hodnot na motoru. To je demonstrován na obrázku 48 – kde spektrum ukazuje peak na malých frekvencích.

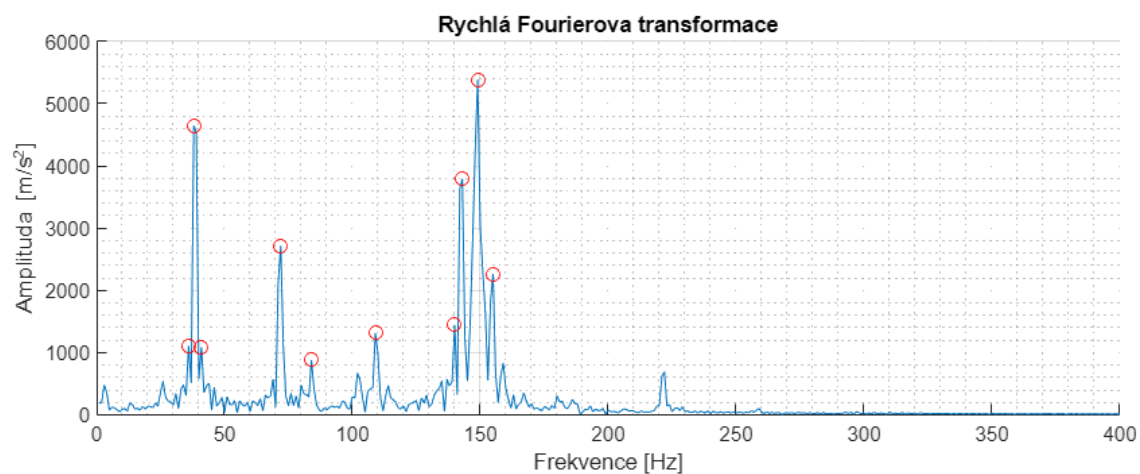
Čidlo 1 zaznamenalo data, kde ve spektru se nejvyšší peaky vykreslily s nižší velikostí na 75 Hz s postranními pásmy, dále na 100 a 190 Hz a s vyššími velikostmi na 264, 274, 287 a 304 Hz. Tyto vyšší frekvence by mohly odpovídat elektromagnetickým příčinám vzniku vibrací.

Výpočtem Crest Factoru bylo zjištěno, že všechna čidla ukázala stav zelený. To znamená, že vibrace jsou v toleranci dobrého stavu. Hodnoty Peak a Rms ještě nemají velké hodnoty, ale z hlediska predikce zvolíme doplňující metodu například FFT, která nám odhalí závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 1499 ot/min.

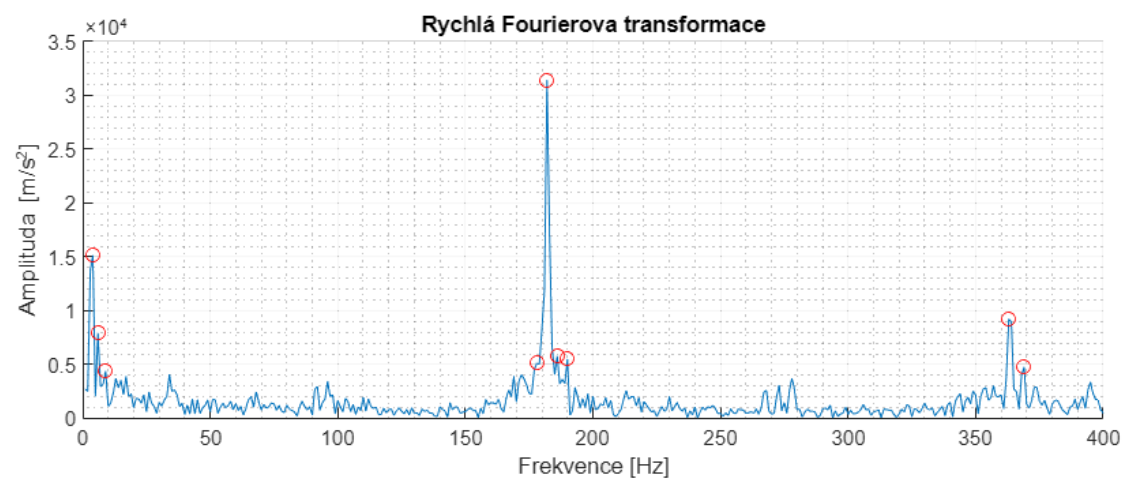
9.3 Motor M7



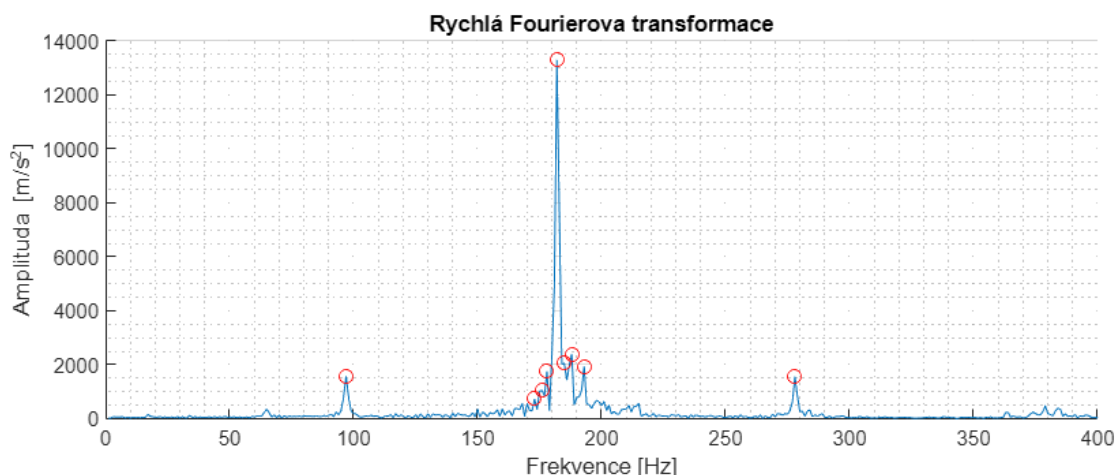
Obrázek 50 - FFT motoru 7 – čidlo A (M7A)



Obrázek 51 - FFT motoru 7 – čidlo B (M7B)



Obrázek 52 - FFT motoru 7 – čidlo 0 (M7_0)



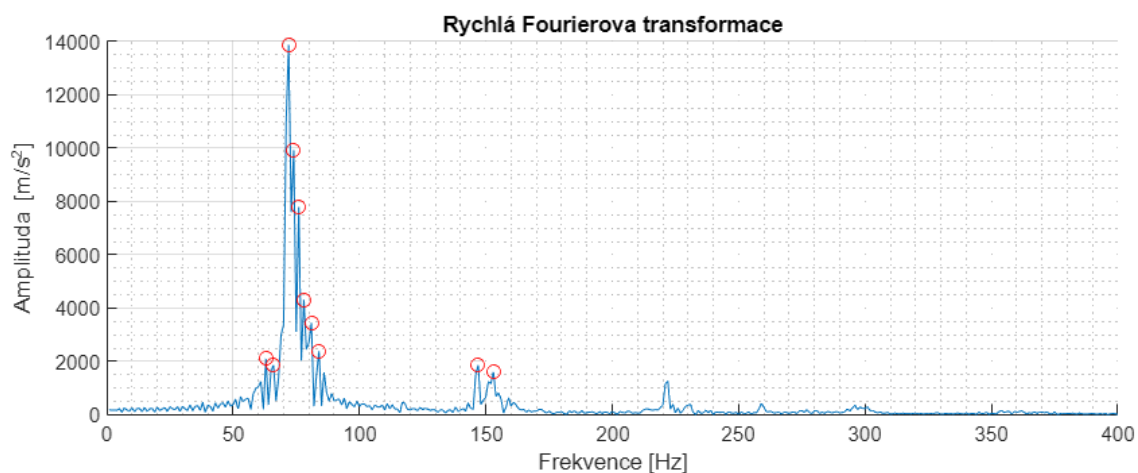
Obrázek 53 - FFT motoru 7 – čidlo 1 (M7_1)

Byla provedena analýza pro motor M7, který byl připevněný pomocí šroubů k měřicímu stolu. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 15,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

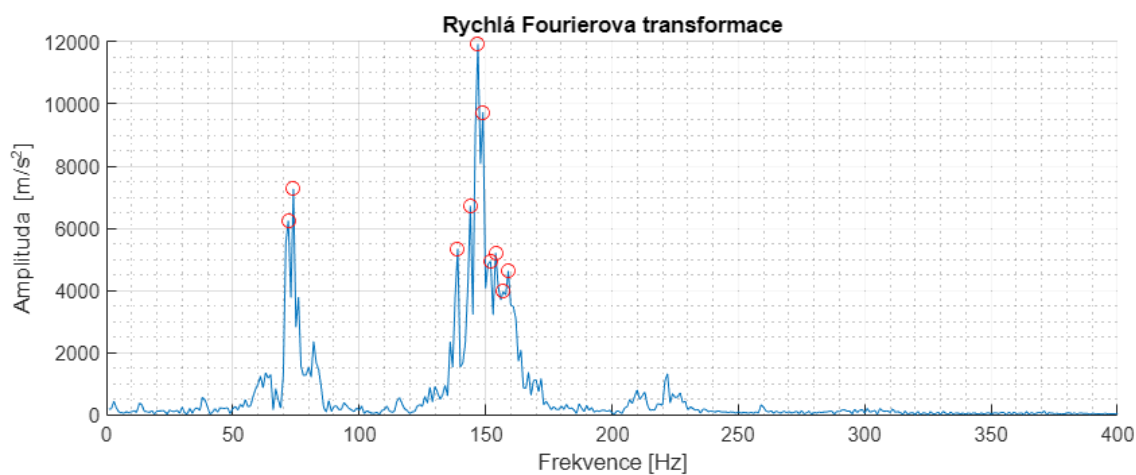
Z naměřených hodnot čidlem A se potom ve výsledném spektru vykreslily peaky na frekvencích 40, 75, 110, 150 a 225 Hz. Tyto hodnoty platí i pro čidlo B, pouze s jinými výškami peaků. Podle hodnot by se jednalo o 2,5X a 5X základní otáčkové frekvence a 2X a 3X síťové frekvence. Podle diagnostické tabulky závad (Tabulka 2 a 3) by se jednalo o ohnutý hřídel, mechanické uvolnění. V tomto případě byl motor upevněn. Případný výskyt vibrací by byl způsoben nesprávným dotažením patek nebo nevhodně zvolenými patkami. 2X a 3X síťové frekvence by podle diagnostické tabulky (Tabulka 2 a 3) excentricitu statickou a dynamickou. Z naměřených hodnot čidlo 0 ukázalo ve spektru nejvyšší peaky na frekvencích 4, 178 a 363 Hz. Peak na frekvenci 4 Hz je zanedbatelný, pravděpodobně se jedná o chybu měření. Z výsledného spektra čidlo 1 zaznamenalo nejvyšší peaky na 97, 185 a 278 Hz. Podle těchto hodnot by se mohlo jednat o statickou excentricitu, která odpovídá 2X síťové frekvence, tj. 100 Hz. Ostatní vyšší frekvence by mohli odpovídat elektromagnetickým příčinám vzniku vibrací.

Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidlo 0 ukázalo stav oranžový, tj. už se začínají objevovat větší vibrace, což je následkem většího opotřebení. Pro čidlo 1, A a B vyšel CF podle stavu zelený. To znamená, že vibrace jsou v toleranci dobrého stavu, ale podle hodnot Peak a Rms se dá usoudit, že se objevují větší vibrace. Proto je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí přesněji závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 997 ot/min.

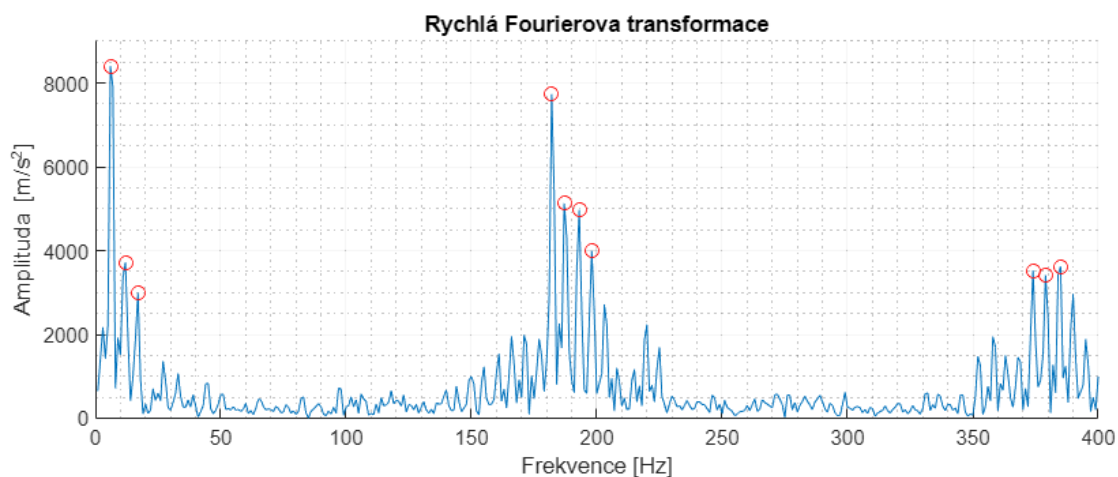
9.4 Motor M8



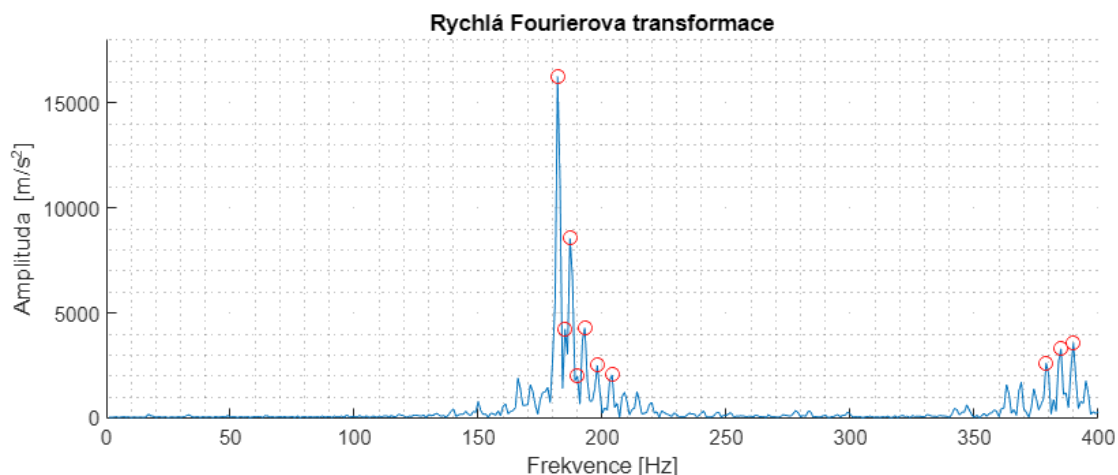
Obrázek 54 - FFT motoru 8 – čidlo A (M8A)



Obrázek 55 - FFT motoru 8 – čidlo B (M8B)



Obrázek 56 - FFT motoru 8 – čidlo 0 (M8_0)



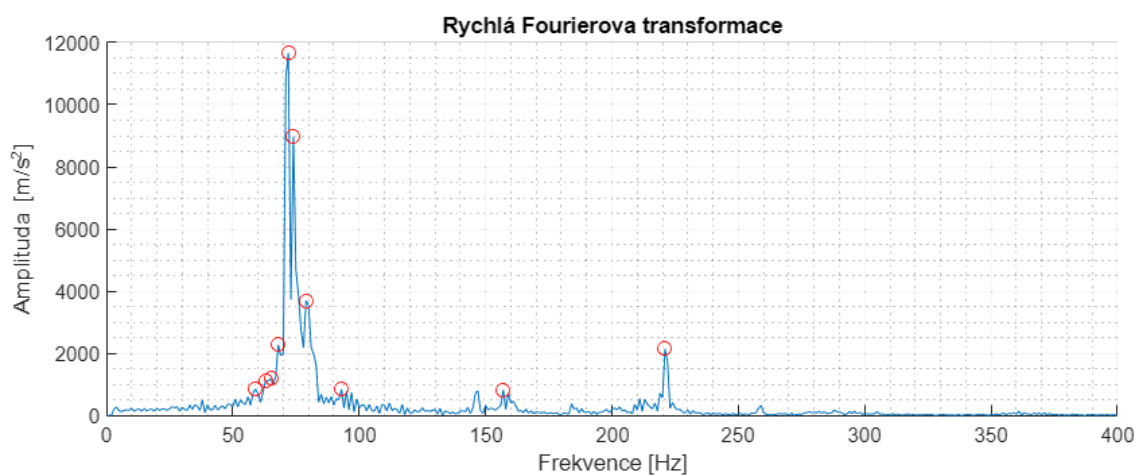
Obrázek 57 - FFT motoru 8 – čidlo 1 (M8_1)

Byla provedena analýza pro motor M8, který byl připevněn pomocí šroubů k měřicímu stolu. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 15,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

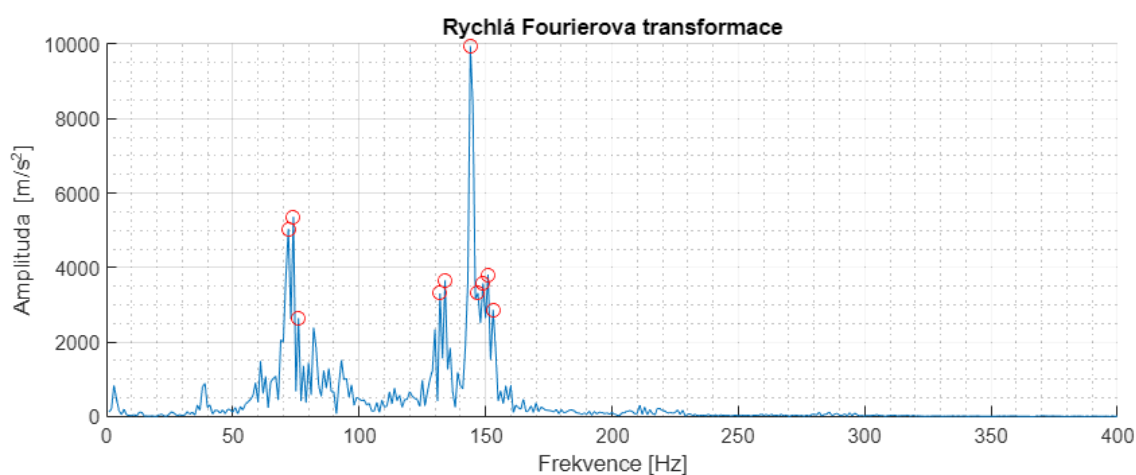
Podle naměřených hodnot z čidla A se ve výsledném spektru vykreslily peaky na frekvencích okolo 75 a 150 Hz. Nepatrný peak byl změřen i na 225 Hz. Tyto hodnoty platí i pro čidlo B, pouze s jinými výškami těchto peaků.

Podle hodnot by se jednalo o 5X a vyšší harmonické základní otáčkové frekvence 3X síťové frekvence. Podle diagnostické tabulky závad (Tabulka 2 a 3) by se jednalo o mechanické uvolnění. V tomto případě byl motor upevněn. Případný výskyt vibrací by byl způsoben nesprávným dotažením patek nebo nevhodně zvolenými patkami. 3X síťové frekvence by podle diagnostické tabulky (Tabulka 2 a 3) excentricitu statickou a dynamickou. Z naměřených hodnot čidla 0 se ve spektru vykreslily nejvyšší peaky na frekvencích 6, 187 a 379 Hz. Peak na frekvenci 6 Hz je dán vířivým nebo házivým pohybem olejového filmu v ložiscích. Ostatní peaky jsou vyšší harmonické základní otáčkové nebo síťové frekvence. Čidlo 1 zaznamenalo hodnoty, ze kterých spektrum ukázalo nejvyšší peaky od 182 do 198 Hz a pak v okolí 385 Hz. Vyšší frekvence by mohly odpovídat elektromagnetickým příčinám vzniku vibrací.

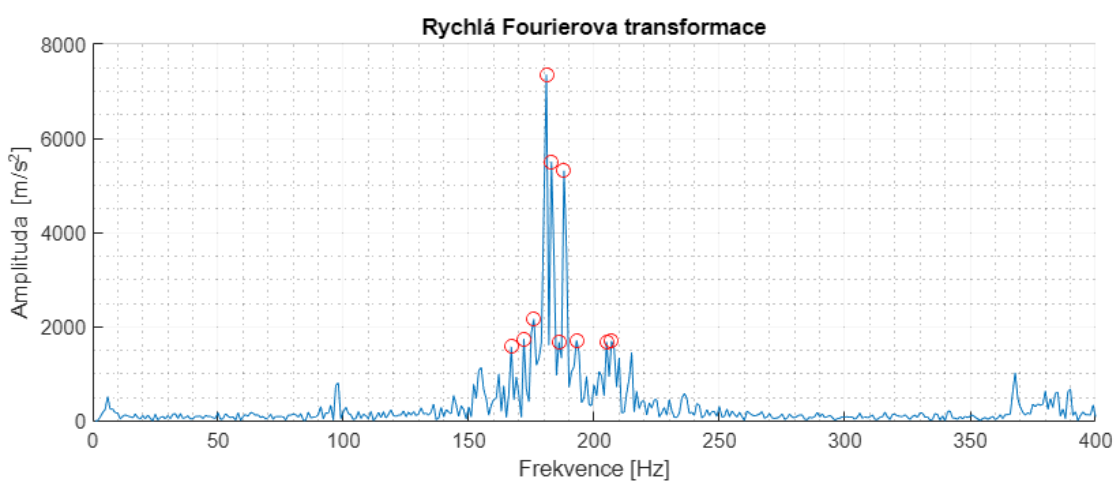
Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidla 0 a B ukázaly stav oranžový, tj. už se začínají objevovat větší vibrace, což je následkem většího opotřebení. Pro čidla 1, A vyšel CF podle programu zelený. To znamená, že vibrace jsou v toleranci dobrého stavu, ale podle hodnot Peak a Rms se dá usoudit, že se objevují větší vibrace. Proto je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí přesněji závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 998 ot/min.



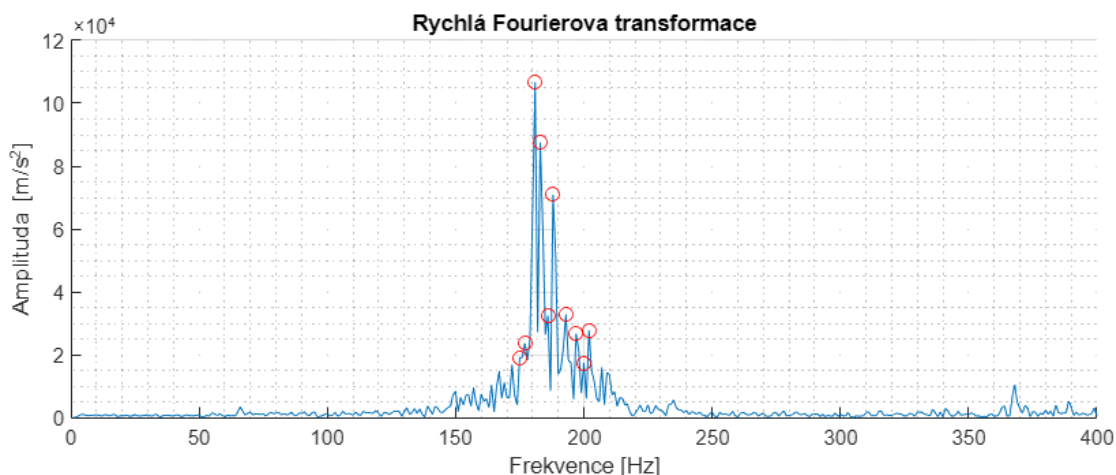
Obrázek 58 - FFT motoru 8 – čidlo A – jmenovité napětí 400 V (M8A400)



Obrázek 59 - FFT motoru 8 – čidlo B – jmenovité napětí 400 V (M8B400)



Obrázek 60 - FFT motoru 8 – čidlo 0 – jmenovité napětí 400 V (M8_0_400)



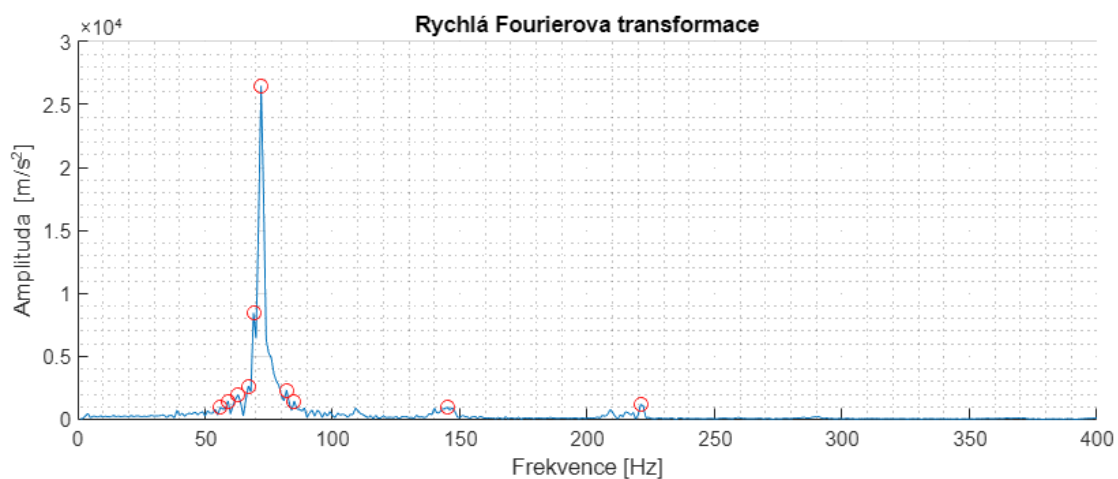
Obrázek 61 - FFT motoru 8 – čidlo 1 – jmenovité napětí 400 V (M8_1_400)

Byla provedena analýza pro motor M8, který byl připevněn pomocí šroubů k měřicímu stolu. Motor byl spojen přes spojku k dynamometru a byl roztočen na jmenovité otáčky pomocí autotransformátoru. Ten byl připojen na svorky motoru a bylo nastaveno jmenovité napětí 400 V, což jsou i jmenovité otáčky. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 15,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

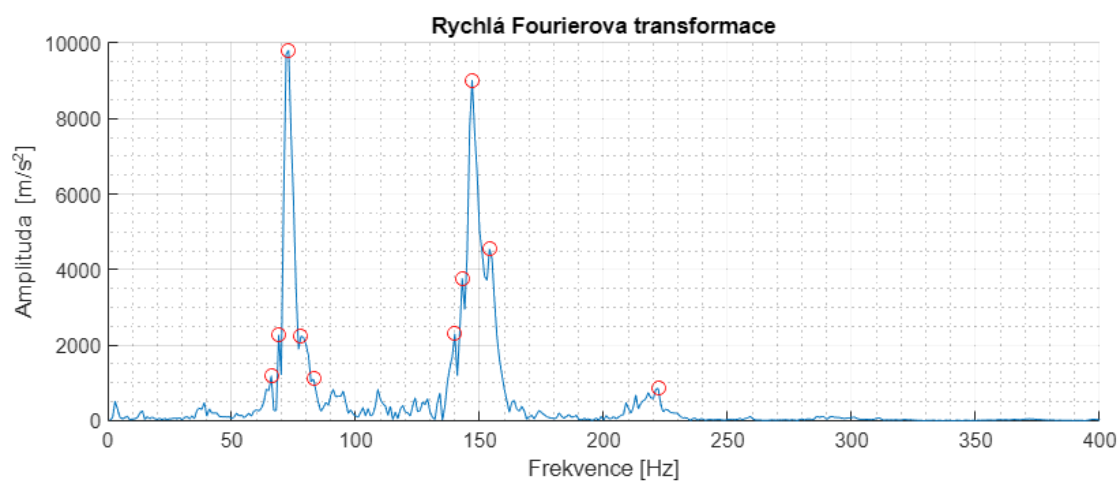
Z naměřených hodnot čidlem A se potom ve výsledném spektru vykreslily peaky na frekvencích 75, 157 a 221 Hz. Čidlem B to byly peaky na frekvencích 75, 132, 151 Hz. Podle hodnot by se jednalo o 5X a vyšší základní otáčkové frekvence a 3X síťové frekvence. Vyšší harmonické by odpovídaly úhlové nebo paralelní nesouososti. To by bylo způsobeno spojením motoru s dynamometrem přes spojku, tzn. nebyly by v ose. Mohlo by se jednat i o mechanické uvolnění, ale v tomto případě byl motor upevněn, takže tuto možnost můžeme vyloučit. Případný výskyt vibrací by byl způsoben nesprávným dotažením patek nebo nevhodně zvolenými patkami.

Z naměřených hodnot čidlo 0 ukázalo ve spektru nejvyšší peaky na frekvencích 172, 186, 193 a 207 Hz. Pro čidlo 1 z naměřených hodnot vyšly nejvyšší peaky na frekvencích 97, 185 a 278 Hz. Tyto frekvence jsou vyšší harmonické základní otáčkové nebo síťové frekvence. Vyšší harmonické by mohly odpovídat například i elektromagnetickým příčinám vzniku vibrací.

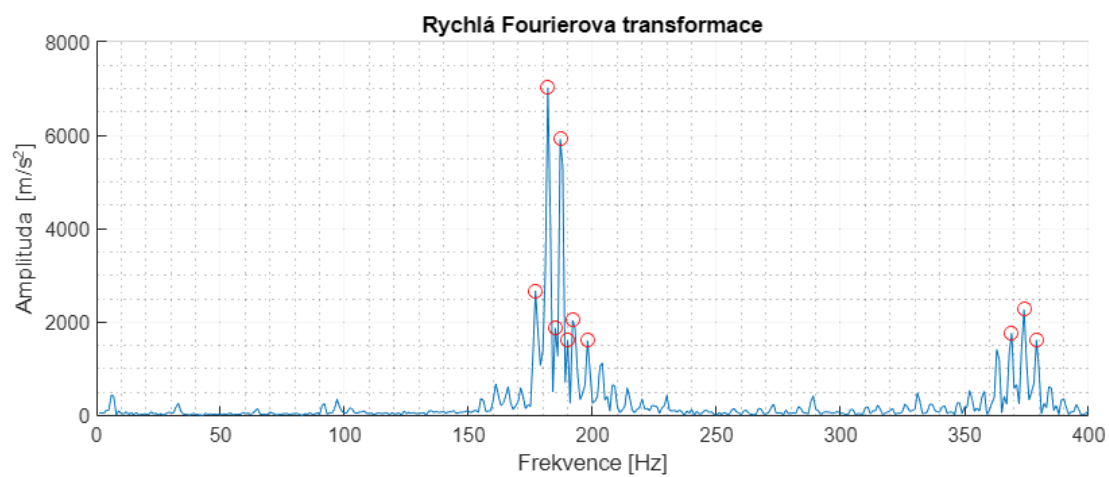
Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidla 0, 1, A a B ukázala stav zelený. To znamená, že vibrace jsou v toleranci dobrého stavu, ale podle hodnot Peak a Rms se dá usoudit, že se objevují větší vibrace. Proto je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí přesněji závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 988 ot/min.



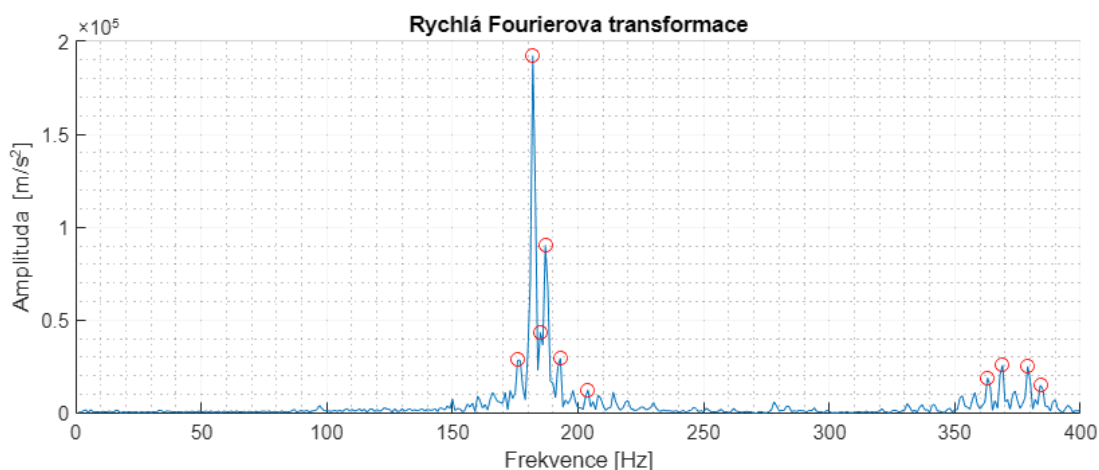
Obrázek 62 - FFT motoru 8 – čidlo A – bez přichycení (M8Abez)



Obrázek 63 - FFT motoru 8 – čidlo B – bez přichycení (M8Bbez)



Obrázek 64 - FFT motoru 8 – čidlo 0 – bez přichycení (M8_0bez)

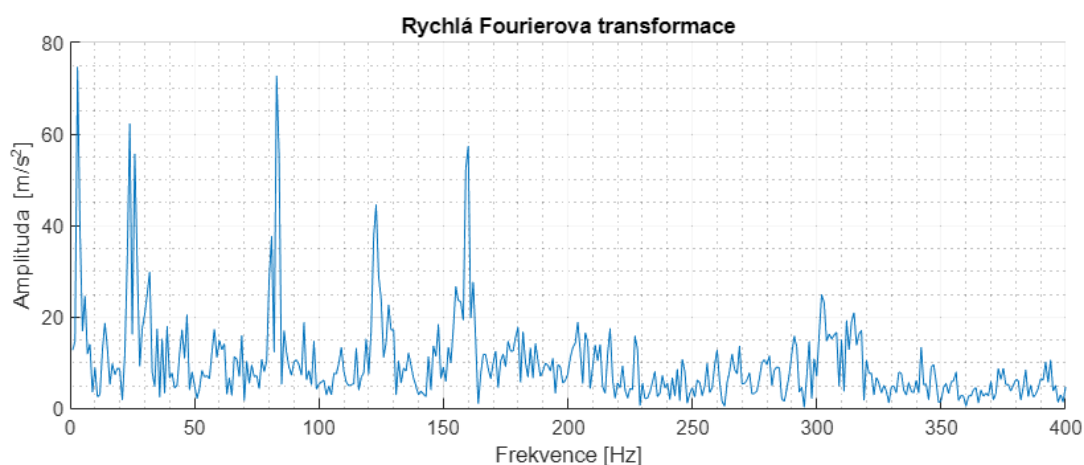


Obrázek 65 - FFT motoru 8 – čidlo 1 – bez přichycení (M8_1bez)

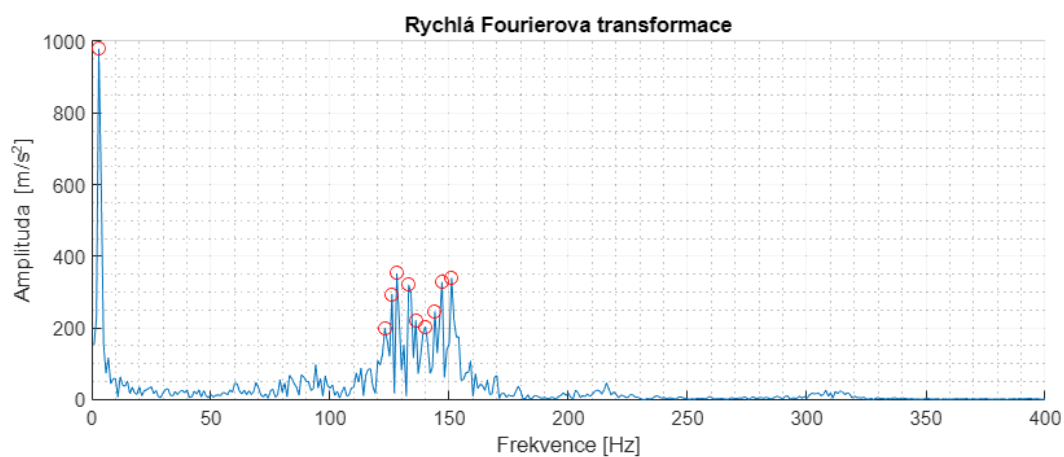
Byla provedena analýza pro motor M8, který nebyl připevněn k měřicímu stolu. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 15,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

Podle naměřených hodnot z čidla A se ve výsledném spektru vykreslily peaky na frekvencích okolo 75 s postranními pásmy a na frekvenci 145 a 221 Hz. Peaky na frekvencích 145 a 221 jsou mnohonásobně menší než na 75 Hz. Hodnoty peaků se pro čidlo B vykreslily podobně na 75 a 150 Hz s postranními pásmy a s mnohem menším peakem na frekvenci 22 Hz. Podle hodnot by se jednalo o 5X a vyšší harmonické základní otáčkové frekvence 3X síťové frekvence. Vyšší harmonické by odpovídaly úhlové nebo paralelní nesouososti. To by bylo způsobeno spojením motoru s dynamometrem přes spojku, tzn. nebyly by v ose. Mohlo by se jednat i o mechanické uvolnění, kde v tomto případě by odpovídalo, protože motor nebyl připevněn ke stolu, a tak se neeliminovaly vibrace. Z naměřených hodnot čidla 0 i 1 se ve spektrech vykreslily nejvyšší peaky na frekvencích v okolí 182 a 375 Hz. Tyto frekvence jsou vyšší harmonické základní otáčkové nebo síťové frekvence.

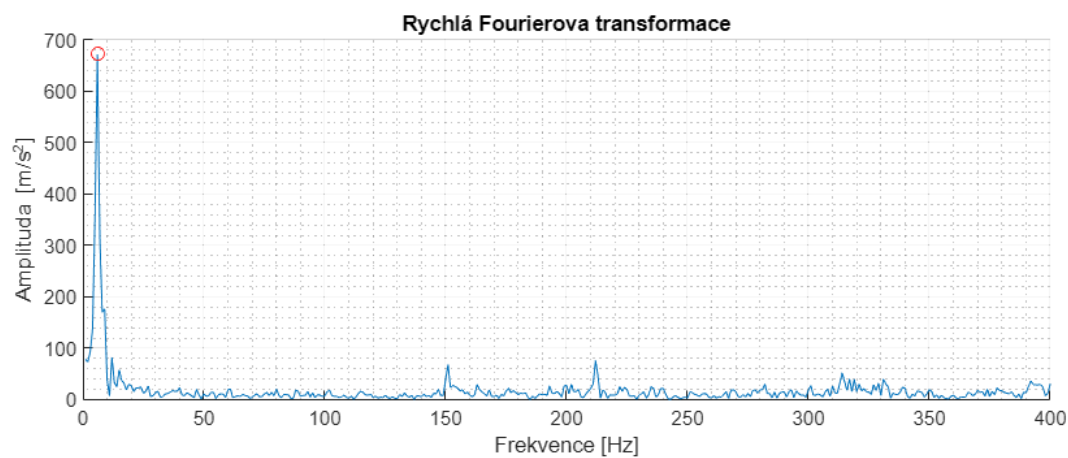
Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidlo B ukázalo stav oranžový, tj. už se začínají objevovat větší vibrace, což je následkem většího opotřebení. Pro čidla 1, A, B vyšel CF podle programu zelený. To znamená, že vibrace jsou v toleranci dobrého stavu, ale podle hodnot Peak a Rms se dá usoudit, že se objevují větší vibrace. Proto je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí přesněji závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 998 ot/min.



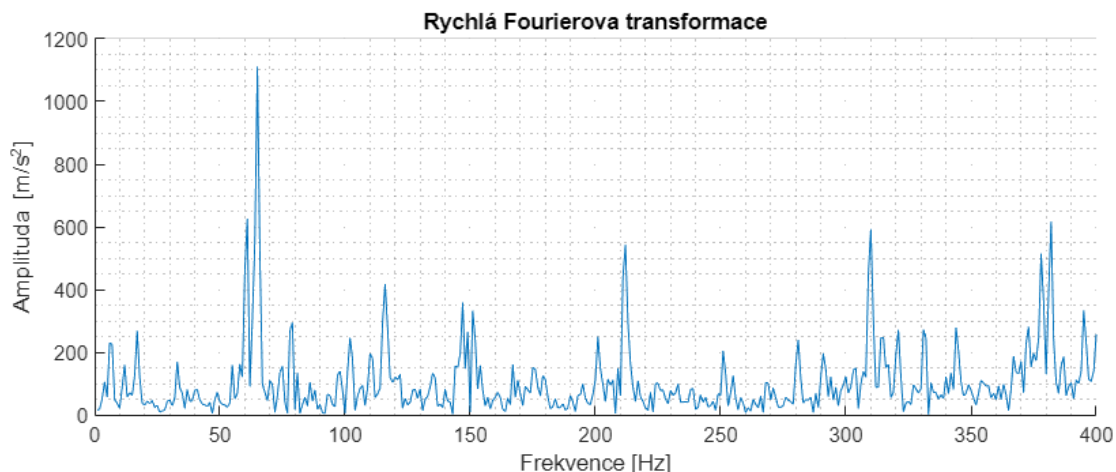
Obrázek 66 - FFT motoru 8 – čidlo A – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8Adyn)



Obrázek 67 - FFT motoru 8 – čidlo B – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8Bdyn)



Obrázek 68 - FFT motoru 8 – čidlo 0 – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8_0dyn)



Obrázek 69 - FFT motoru 8 – čidlo 1 – jmenovité otáčky – otáčení pomocí dynamometru přes spojku (M8_1dyn)

Byla provedena analýza pro motor M8, který byl připevněný k měřicímu stolu pomocí šroubů a patek. Motor byl spojen s dynamometrem pomocí spojky. Jmenovité otáčky byly nastaveny pomocí dynamometru. Jsou zde čtyři spektra, tj. pro každé čidlo jedno (A, B, 0, 1). Pro tento motor je základní otáčková frekvence 15,17 Hz. Síťová frekvence je potom 50 Hz.

Podle naměřených hodnot z čidla A se ve výsledném spektru vykreslily peaky na frekvencích 15, 60, 120, 150, 215, 310 a 375 Hz a vyšší peaky v okolí 450, 475, 500, 1133 Hz a 2 4 KHz. Peaky na nižších frekvencích nejsou ve spektru vyznačeny, protože měly mnohem menší velikost jak peaky na vyšších frekvencích. Hodnoty peaků se pro čidlo B vykreslily podobně a to na 3, 123, 128 136, 151 Hz. Podle hodnot by se jednalo o 1X, 4X a vyšší harmonické základní otáčkové frekvence a o 2X až 3X síťové frekvence. Pro první harmonickou (1X) by se podle diagnostické tabulky (Tabulka 2 a 3) jednalo o nevyvážený rotor nebo ohnutí hřídel. Vyšší harmonické by odpovídaly úhlové nebo paralelní nesouososti. To by bylo způsobeno spojením motoru s dynamometrem přes spojku, tzn. nebyly by v ose. Mohlo by se jednat i o mechanické uvolnění, kde v tomto případě by odpovídalo, protože motor nebyl připevněn ke stolu, a tak se neeliminovaly vibrace. Z naměřených hodnot čidla 0 se ve spektru vykreslily nejvyšší peaky na frekvencích 6 Hz, případně v okolí 150, 325 Hz, ale také v okolí 800 a 1155 Hz. Naměřené hodnoty čidla 1 nám vykreslily peaky převážně na frekvencích 1150, 1175, 1200, 1250, 1300 a 2850 Hz. Peaky na nižších frekvencích se potom vykreslily na 15, 60, 75, 200, 125, 210, 250, 315 a 375 Hz. 15 a 60 Hz jsou 1X, 4X harmonické otáčkové frekvence. Peak na frekvenci 6 Hz je dán vířivým nebo házivým pohybem olejového filmu v ložiscích. Vyšší frekvence jsou vyšší harmonické základní otáčkové nebo síťové frekvence. Tyto harmonické by naznačovaly úhlovou nebo paralelní nesouosost. To by bylo způsobeno spojením motoru s dynamometrem přes spojku, tzn.

nebyly by v ose. Mohlo by se jednat i o mechanické uvolnění, kde v tomto případě by odpovídalo, protože motor nebyl připevněn ke stolu, a tak se neeliminovaly vibrace.

Výpočtem Crest Factoru zjistíme, že čidlo 0 a 1 ukázalo stav oranžový, tj. už se začínají objevovat větší vibrace, což je následkem většího opotřebení. Pro čidla A, B vyšel CF podle programu zelený. To znamená, že vibrace jsou v toleranci dobrého stavu. Dokonce i hodnoty Peak a RMS jsou malé. Pokud Crest Factor nevychází pro všechna čidla v podobné toleranci, tak z důvodu bezpečnosti a predikce je nutno zvolit doplňující metodu například FFT, která nám odhalí přesněji závady. Pro motor byly ručním otáčkoměrem změřeny otáčky, které vyšly 998 ot/min.

ZÁVĚR

Tato práce se nejprve zabývá obecným popisem vibrací jako jsou základní pojmy, jejich vznik a veličiny, které je charakterizují. Dále se zaměří na vibrace u elektrických točivých strojů. U těchto strojů vznikají mechanické, elektromagnetické a aerodynamické zdroje vibrací. Následně jsou popsány závady, které tyto zdroje způsobují. Ty dělíme na vnitřní a vnější zdroje. Mezi vnitřní patří statická silová, dynamická a momentová nevyváženost. Mezi vnější patří excentricita rotoru, mechanické uvolnění, ohnutý hřídel, nesousost rotoru, a hlavně valivá a kluzná ložiska. Pro měření slouží snímače výchylky, rychlosti a zrychlení. Změřený signál je nutno upravit a tomu se věnuje kapitola filtrů, aproximace a vzorkování. Nejprve jsou vysvětleny filtry dolní, horní propust, pásmová zadrž a propust. Následně jsou popsány aproximace jako je Čebyševova, Besselova a Butterworthova. Pro správnou digitalizaci se zabýváme vzorkováním signálu, kde se snažíme zabránit aliasingu, což je chyba vzorkování. Této chybě předcházíme správně zvolenou vzorkovací frekvencí. Dále je práce hlavně zaměřena na metody analýzy vibrací. Hlavní metodou je analýza v časové oblasti a frekvenční analýza, se kterou souvisí rychlá Fourierova transformace (FFT). Je zde i popsána rychlá Fourierova transformace. Byl napsán i script pro FFT v matlabu, kde ze tří signálů se vytvořil jeden výsledný(složený). Ten byl zobrazen na obrázku 19 a následně byla provedena FFT. Výsledné spektrum FFT je zobrazeno na obrázku 20. Pro zlepšení analýzy je možno využít i tzv. váhových oken. Existují ale i další metody analýz například Crest factor, Kurtosis factor a obálková metoda. Obálková metoda byla provedena pomocí matlabu na námi vytvořený složený signál. Obálková metoda je zobrazena na obrázku 22, kde můžeme vidět dolní a horní obálku signálu. Nakonec bylo vytvořeno základní blokové schéma pro měření a analýzu vibračních signálů.

Pro přehled působení vibrací byly vytvořeny tabulky 2 a 3. Ty nám slouží jako pomůcka pro určování mechanických a elektrických závad. Následně bylo blokové schéma převedeno do programu Matlab. Vytvořil se program a funkce daných metod. Dalším krokem bylo vytvoření grafického uživatelského prostředí neboli tzv. GUI. Toto GUI je vidět na obrázku 28 a je detailně popsáno v kapitole 8. První část slouží pro zadání parametrů stroje, ze kterých se dopočítá základní otáčková frekvence stroje. Všechny tyto hodnoty se vypisují v první tabulce. Následně se načtou naměřená data. Ty se potom budou zpracovávat danými metodami analýz. Nutné je nastavit filtr, k tomu slouží zadávací část, kde se vypíší hodnoty pro filtr pásmová propust a ty se potom vypíší v druhé tabulce. Posledním krokem je výběr dané metody – Obálková metoda, FFT, Crest Factor. Všechny tyto metody mají v GUI zobrazení jejich výsledků. U obálkové metody a FFT se vypíše do tabulky 3 deset největších peaků, co spektrum obsahuje. GUI lze do budoucna i dále rozšiřovat. Připravil jsem i část programu, kde se budou vyhledávat peaky dané výšky a šířky, které budou seřazeny od nejvyššího po nejnižší.

V kapitole 9 se práce věnuje analýze naměřených dat. Měření probíhalo pomocí dvou zařízení. Dvě čidla byla připojena na přenosný přístroj VibExpert II. Ten je využíván pro měření vibrací v průmyslu. Další dvě čidla jsou připojena na měřicí kartu spojenou s počítačem. V počítači bylo zaznamenávání dat provedeno pomocí programu Labview. V této kapitole jsou i popsána všechna čidla, jak byla k motoru připevněna a k jakému zařízení byla připojena. Bylo měřeno 8 motorů, a to dvou typů 750 W a 1100 W. Jejich štítkové hodnoty jsou v tabulce 6. Data byla vždy analyzována v rozsahu 125 ms. Z důvodu množství obrázků, byly vybrány pouze 4 motory a to M2, M4, M7, M8. Vždy se jednalo o 2 motory jednoho typu, jeden byl připevněn ke stolu, zatímco druhý nebyl. Jediný motor M8 měl navíc měření, když byl spojen přes spojku k dynamometru. V jednom případě byl napájen jmenovitým napětím a v druhém případě se motor točil díky dynamometru, který byl nastavený na jmenovité otáčky.

Z analyzovaných dat vycházelo, že vyšší harmonické by odpovídaly na úhlovou nebo paralelní nesouosost. To by bylo způsobeno spojením motoru s dynamometrem přes spojku, tzn. nebyly by ose. V dosti případech byla zaznamenána závada, která by mohla odpovídat mechanickému uvolnění. V případech, kdy byl motor připevněn, byla by tato závada špatně zvolená, ale mohlo by se o ni jednat, pokud by byly šrouby špatně dotáhnuté nebo by se zvolilo špatné uchycení. V některých případech se může jednat o vířivý nebo házivý pohyb olejového filmu v ložiscích. Hlavními příčinami motorů byla statická a dynamická excentricita, což bylo potvrzeno i údaji od výrobce. Při výrobě se u těchto motorů vytvořila umělá závada v podobě statické a dynamické excentricity na rotoru (dynamická excentricita) a na šítech (statická excentricita).

LITERATURA

- [1] Česká technická norma: ČSN ISO 2041 - Vibrace a rázy - slovník.
- [2] SMETANA, C. *Hluk a vibrace, Sdělovací technika*. Praha, 1988. ISBN 80-901936-2-5.
- [3] M. NAVRÁTIL, a O. PLUHAŘ. *Měření a analýza mechanického kmitání*. Praha: SNTL, 1986. ISBN 04-214-86.
- [4] HUDECZEK, Mečislav. *Zvyšování spolehlivosti asynchronních elektromotorů včetně poháněných strojů: Technická diagnostika*. 1. Albrechtice: Hudeczek Service, 2011. ISBN 978-80-905032-0-5.
- [5] VLACHOVÁ, Magda. *Mechanické kmitání a vlnění*: <https://is.muni.cz/el/1431/podzim2012/F1141/um/superzabavnejucebnitext.pdf>.
- [6] HALLIDAY D., , RESNICK R. a WALKER J. *Fyzika: Vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Vutinum a Prometheus, 2001.
- [7] GIERAS, , F JACEK, Joseph CHLO LAI a Chong WANG. *Noise of polyphase electric motors*. Boca Raton: CRC/Taylor, 2006. ISBN 978-082-4723-811.
- [8] CIGÁNEK, Ladislav. *Stavba elektrických strojů: Celosvětová vysokoškolská učebnice*. 1. Praha: SNTL, 1958.
- [9] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktéra a vývojářů: Část vibrační diagnostika*. 1. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2012.
- [10] NĚMEČEK P., a ELIAS T. *Vibrační diagnostika základních závad strojů [online]*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010 [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1851>
- [11] TOMEH, Elias. *Technická diagnostika v aplikaci na tiskové stroje*. 1993. *Disertační práce*. Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, Katedra částí a mechanismů strojů. Vedoucí práce Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.
- [12] FORMÁNEK J. *Vliv excentricity na radiální síly v asynchronním motoru [online]*. Brno, 2015 [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/39399>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Vedoucí práce Ing. Marcel Janda, Ph.D.
- [13] *Vibrace točivého stroje [online]*. [cit. 2021-12-22]. Dostupné z: <https://power-mi.com/content/rolling-element-bearing-components-and-failing-frequencies>
- [14] DANIEL, Pešek. *ZÁKLADNÍ PŘÍČINY POŠKOZENÍ VALIVÝCH LOŽISEK A JEJICH DIAGNOSTIKA [online]*. Liberec, 2015 [cit. 2021-12-22]. Dostupné

- z: <https://theses.cz/id/6azsvj/>. Bakalářská práce. TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI FAKULTA STROJNÍ - Katedra vozidel a motorů. Vedoucí práce Doc. Dr. Ing. Tomeh Elias.
- [15] ZUTH, Daniel a František VDOLEČEK. *Měření vibrací ve vibrodiagnostice: Snímače a měřicí technika*. AUTOMA. **2010**(1).
 - [16] JANDA, M. *Měření vibrací v elektrických strojích: Výuková prezentace*. Brno: VUT, 2011.
 - [17] VRBA, Kamil a Jaroslav KOTON. *Filtrační analogové obvody pro integrovanou výuku VUT a VŠB- TUO*. VUT v Brně, 2014. ISBN 978-80-214-5067- 7.
 - [18] DELIYANNIS, T., Sun YICHUANG a J.K. FIDLER. *Continuous-time active filter design*. Boca Raton, Fla: CRC Press, 1999. ISBN ISBN 0849325730.
 - [19] DOLEČEK, Jaroslav. *Moderní učebnice elektroniky: Kmitočtové filtry, generátory signálů a převodníky dat*. 6. Praha: BEN-Technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-2.
 - [20] HRBEK, Tomáš. *DIFERENČNÍ A PSEUDODIFERENČNÍ FILTRAČNÍ OBVODY*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií - ústav telekomunikací. Vedoucí práce Doc. Ing. Jan Jeřábek, Ph.D.
 - [21] ČÁSLAVSKÝ, Jan. *Analýza a návrh pokročilých filtrů pro mikrovlnné aplikace*. Brno, 2011. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií - Ústav radioelektroniky. Vedoucí práce Ing. Vlastimil Koudelka.
 - [22] CHALUPKA, Tomáš. *Aktivní filtry s operačními zesilovači*. Ostrava, 2012. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava - Fakulta elektroniky a informatiky - Katedra elektroniky. Vedoucí práce Prof. Ing. Pavel Brandštetter, Csc.
 - [23] KRIEDL, M. a R. ŠMID. *Technická diagnostika*. Praha: BEN, 2006. ISBN ISBN 80-7300-158-6.
 - [24] NAVRÁTIL, Pavel. *Vibrodiagnostika ložisek*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Milan Klapka.
 - [25] Kurtosis factor [online]. In: . [cit. 2021-12-22]. Dostupné z: <https://300hours.com/f/cfa/level-1/t/settling-the-issue-of-kurtosis-once-and-for-all/>

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratky:

FEKT	Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií
VUT	Vysoké učení technické v Brně
OR	Osa rotace
COS	Centrální osa setrvačnosti
FFT	Rychlá Fourierova transformace
Peak	Špička
RMS	Root Mean Square – efektivní hodnota
AV	Average – průměrná hodnota
FFT	Fast Fourier Transformation
BCU	Bearing condition unit
CF	Crest factor
SEE	Spectral emitted energy
BPFO	Ball Pass Frequency Outer - frekvence selhání vnějšího kroužku
BPFI	Ball Pass Frequency Inner - frekvence selhání vnitřního kroužku
BSF	Ball Spin Frequency - frekvence selhání valivého prvku
FTF	Fundamental Train Frequency - frekvence selhání klece
WHIRL	Víření oleje
GUI	Grafické uživatelské prostředí (Graphic User Interface)

Symboly:

U	napětí	[V]
f	frekvence	[Hz]
ω	úhlový kmitočet	[rad/s]
π	Ludolfovo číslo pí	[-]
T	perioda	[s]
φ	fázový posun	[°, rad]
λ	vlnoplocha	[m]
c	rychlost šíření vlnění	[m/s]
ρ	hustota	[kg/m ³]
δ	teplota	[°C]
F_e	pružná síla	[N]
$y(t)$	výchylka v čase	[m]
$v(t)$	rychlost v čase	[m/s]
k	tuhost pružiny	[N/m]
$a(t)$	zrychlení v čase	[m/s ²]

m	hmotnost tělesa – seizmické hmoty snímače	[kg]
M	hmotnost objektu	[kg]
b	součinitel tlumení	[s ⁻¹]
F_b	budící síla	[N]
B	indukce magnetického pole ve vzduchové mezeře	[T]
l	délka vodiče cívky	[m]
v_s	rychlost kmitání pouzdra snímače	[m/s]
A	amplituda	[-]
A_{Peak}	špičková hodnota amplitudy	[-]
A_{RMS}	efektivní hodnota amplitudy	[-]
A_{AV}	průměrná hodnota amplitudy	[-]
f_{BPFI}	frekvence vnitřního kroužku BPFI	[Hz]
f_{FTF}	frekvence klece ložiska FTF	[Hz]
f_{BPFO}	frekvence vnějšího kroužku BPFO	[Hz]
f_{BSF}	frekvence valivých těles BSF	[Hz]
α	stykový úhel, který lze určit z Ludolfova čísla e	[°]
d	průměr vnitřního kroužku	[mm]
D	průměr vnějšího kroužku	[mm]
d_s	střední průměr	[mm]
d_o	průměr valivého tělesa	[mm]
q_1	součinitel pro jednotlivá valivá ložiska	[-]
n	počet valivých tělísek	[-]
f_r	rotorová frekvence	[Hz]
$A_u(\omega)$	frekvenční přenos	[-]
$U_1(\omega)$	vstupní napětí v závislosti na frekvenci	[V]
$U_2(\omega)$	vstupní napětí v závislosti na frekvenci	[V]
$A_u(dB)$	přenos	[dB]
f_s	vzorkovací frekvence	[Hz]
f_{max}	maximální frekvence	[Hz]
t	čas	[s]
CF	crest factor	[-]
X	náhodná veličina	[-]
N	normální rozdělení	[-]
μ	střední hodnota	[-]
σ^2	rozptyl	[-]
γ_1	koeficient šikmosti	[-]
γ_2	koeficient špičatosti	[-]
μ_3	třetí centrální moment	[-]
μ_4	čtvrtý centrální moment	[-]
σ	směrodatná odchylka	[%]