

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH  
MOTORŮ A KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



**ŘAZENÍ V PŘEVODOVCE –  
ANALÝZA MĚŘENÍ VIBRACÍ**

**VIBRATION MEASUREMENT  
ANALYSIS OF A GEARSHIFT**

**2022**





# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Nykl** Jméno: **Zdeněk** Osobní číslo: **491180**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Řazení v převodovce - analýza měření vibrací**

Název bakalářské práce anglicky:

**Vibration Measurement Analysis of a Gearshift**

Pokyny pro vypracování:

Prozkoumejte proces řazení rychlostních stupňů v mechanické převodovce pro různé typy řadicích mechanismů (synchronizační spojka, zubová spojka), zaměřte se na problematiku vibrací a rázů při řazení. Prozkoumejte možnosti měření vibrací během řazení zubových spojek na zkušebním stanovišti na Julisce a popište doposud používanou metodiku. Analyzujte data vibrací během řazení, která byla naměřena na sériové synchronizované převodovce. Popište možné způsoby zpracování a vyhodnocení dat. Pokuste se navrhnout možné úpravy zpracování těchto dat, případně i samotného měření, pro lepší zachycení rázu způsobeného řazením.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Michal Jasný ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Michal Jasný  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta



# Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury a podkladů.

V Praze

6. 6. 2022

.....

Zdeněk Nykl

# Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Michalu Jasnému za jeho podporu, rychlou odezvu a za poskytnutí dat z testovacího stanoviště použitých v této práci. Také bych chtěl poděkovat Ing. Jakubu Machutovi za jeho cenné rady týkající se měření vibrací a za seznámení se softwarem DIAdem. Nakonec děkuji své rodině za jejich podporu jak při studiu, tak při vypracování této práce.

# Anotační list

**Autor:** Zdeněk Nykl  
**Název práce:** Řazení v převodovce – analýza měření vibrací  
**Title:** Vibration Measurment Analysis of a Gearshift

**Akademický rok:** 2021/2022  
**Ústav:** Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel  
**Program:** Teoretický základ strojního inženýrství  
**Obor:** Bez oboru  
**Vedoucí práce:** Ing. Michal Jasný

**Klíčová slova:** zubová spojka, vibrace při řazení, analýza vibrací, FFT, DIAdem, piezoelektrický akcelerometr

**Keywords:** dog clutch, gearshift vibration, vibration analysis, FFT, DIAdem, piezoelectric accelerometer

**Počet stran:** 71

**Počet obrázků:** 57

# Abstrakt

Cílem práce je navržení metody měření nebo metody analýzy vibrací při řazení na testovacím stanovišti. Práce se zabývá způsoby řazení v převodovce, se zaměřením na zubové spojky bez synchronizačních prvků. Dále popisuje piezoelektrické akcelerometry a jejich vliv na výsledky měření. Ukazuje různé metody vyhodnocení vibrací v časovém a frekvenčním zobrazení. Nakonec jsou vybrané metody aplikovány na soubory naměřených dat a jsou analyzovány výsledky.

# Abstract

The goal of this thesis is to propose a method of measuring or analysing vibration during a gearshift at a testing bench. The thesis is dealing with methods of shifting in a gearbox with a focus on dog clutches without synchronizing elements. The thesis also deals with piezoelectric accelerometers, their effects on measurement results and with different methods of evaluating vibration in the time and frequency domains. The thesis concludes with applying said methods to sets of data and analyzing the results.



## Obsah

1. Úvod.....	10
2. Způsoby řazení v převodovkách .....	12
2.1. Řazení s přerušením toku výkonu .....	12
2.2. Řazení bez přerušení toku výkonu .....	12
2.3. Provedení řadících elementů.....	13
2.3.1. Posuvná kola.....	13
2.3.2. Synchronizační spojka .....	14
2.3.3. Zubová spojka bez synchronizace .....	14
3. Měřicí stanoviště .....	20
3.1. Popis hlavních částí stanoviště.....	20
3.2. Popis měření na stanovišti .....	21
4. Měření vibrací .....	23
4.1. Druhy vibrace .....	23
4.1.1. Periodické vibrace .....	25
4.1.2. Náhodné vibrace .....	27
4.1.3. Přejížděvé jevy a nárazy .....	28
4.2. Měření akcelerometrem.....	28
4.2.1. Charakteristiky akcelerometru.....	30
4.2.2. Instalace akcelerometru .....	31
4.3. Metody analýzy signálu vibrací.....	36
4.3.1. Analýza v časové doméně .....	42
4.3.2. Analýza ve frekvenční doméně .....	47
4.4. Aplikace metod na soubor naměřených dat .....	56
4.4.1. Charakteristiky pro rozdíl otáček .....	57
4.4.2. Charakteristiky pro otáčky .....	59
5. Závěr.....	62
Seznam použitých symbolů: .....	65
Seznam použitých zkratek.....	67
Seznam obrázků:.....	68
Citovaná literatura .....	70

# 1. Úvod

Svět automobilové osobní přepravy se nachází v kritickém období. Kvůli zhoršující se klimatické situaci naší planety je stále více vyvíjen společenský tlak na zvýšení ekologie provozu osobních automobilů a ostatních dopravních prostředků.

Jedním z řešení tohoto problému je vývoj a výroba nových automobilů, které místo energie obsažené v konvenčních palivech pro spalovací motory, využívají elektrickou energii akumulovanou v bateriích. Tato elektrická energie následně pohání elektromotor samotného auta.

Elektromobily mají, kromě nulových emisí, mnoho dalších výhod oproti automobilům poháněným naftou či benzínem. Mezi tyto výhody patří například:

- tichá jízda
- vysoká účinnost přeměny energie
- možnost nabíjení z domova
- rychlá akcelerace
- pohodlí jízdy

Díky těmto výhodám vidí mnoho lidí v elektromobilech řešení problému ekologické osobní mobility. I přes tyto výhody však existuje mnoho věcí, ve kterých elektromobily nemohou zatím automobilům se spalovacími motory konkurovat. Tyto problémy jsou hlavně spjaté s akumulátory elektromobilů. Jedná se o:

- nízký dojezd (způsoben limitem množství energie možné akumulovat)
- vyšší hmotnost vozidla
- obvykle vyšší cena oproti normální automobilům
- dlouhá doba nabíjení

Mnoho výrobců se snaží tyto problémy odstranit a zároveň zachovat nízké množství emisí při provozu vozidla. Jedním z řešení, které se ukázalo jako zajímavé, je výroba automobilů s hybridním pohonem. Hybridní automobily využívají jak energii fosilních paliv pro pohon spalovacího motoru, tak elektrickou energii pro pohon elektromotoru. Tímto uspořádáním se zbavíme nízkého dojezdu čistě elektrických aut a zároveň ponecháme nižší emisivitu při jízdě. Mnoho hybridních vozidel je schopno jízdy pouze na elektrický pohon. Tento režim je vhodný pro jízdu nízkou rychlostí v husté provozu či skrze města, čímž dochází k snížení emisí v obydlených oblastech.

Velkou nevýhodou hybridních vozidel je složitost jejich pohonného systému. Hybridní vozy obsahují více komponentů pohonu než normální vozy a tyto komponenty spolu také více interagují. Například některé vozy lze používat v režimu využití samotného spalovacího motoru pro pohon (kde se při brzdění rekuperuje část brzděné energie do akumulátoru) nebo ve výše zmíněném čistě elektrickém režimu. Je proto snaha o snížení komplexnosti pohonných systémů hybridních vozidel, čímž se dosáhne snížení jejich ceny.

Jedním ze způsobů, jak snížit složitost hybridních vozidel, je návrh nového převodového ústrojí. Převodové ústrojí neboli převodovka, je jedním z nejdůležitějších částí pohonného systému a celého vozidla. Nachází se mezi výstupem motoru a jízdním ústrojím vozidla. Manipulací převodovky řidič dosahuje potřebného poměru mezi točivým momentem na motoru a momentem na kolech.

Existuje mnoho druhů převodovek, obecně však lze říct, že by všechny měly splňovat tyto funkce:

- Umožnit vozidlu rozjezd z klidu
- Umožnit trvalý přenos výkonu
- Umožnit jízdu vzad
- Měnit otáčky výstupní hřídele převodovky
- Měnit velikost točivého momentu motoru [1]

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel se zabývá vývojem jednoduššího převodového ústrojí již delší dobu. V rámci prací studentů došlo k vytvoření několika konstrukčních návrhů, které využily zubových spojek v převodovce. Tato práce navazuje na diplomovou práci Ing. Michala Jasného, který navrhnul nové konstrukční řešení zubové spojky s aretačním mechanismem.

## 2. Způsoby řazení v převodovkách

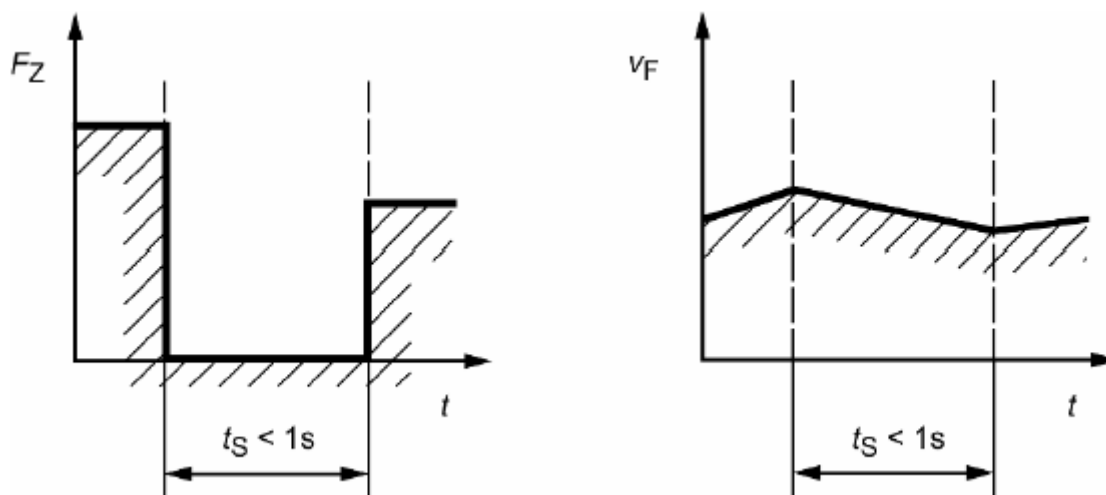
V této kapitole je popsáno základní rozdělení řazení rychlostních stupňů. Tyto způsoby lze rozdělit na:

- systémy řazení s přerušením toku výkonu
- systémy řazení bez přerušení toku výkonu [1]

Dále jsou také vypsána různá provedení řadicích elementů.

### 2.1. Řazení s přerušením toku výkonu

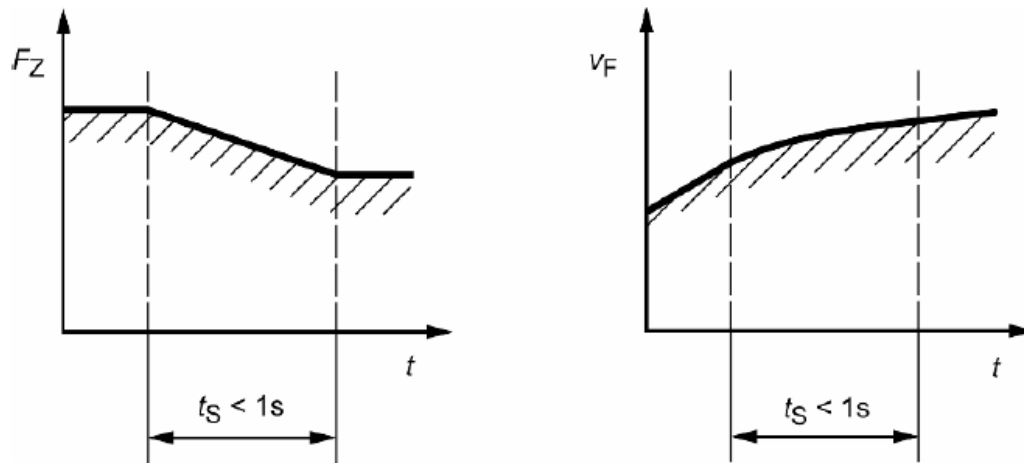
Při tomto typu řazení dochází k přerušení toku výkonu mezi motorem a koly vozidla. Vozidlo při řazení tudíž jede na volnoběh, což může znamenat ztrátu rychlosti. Proto je důležité, aby řadicí operace trvala okolo 0,2 až 0,3 sekundy. [1] Řazení s přerušením výkonu se využívá v manuálních převodovkách nebo v automatizovaných převodovkách. Automatizované převodovky automatizují buď ovládání spojky, řazení převodových stupňů nebo oboje operace zároveň. [1]



Obrázek 1: Profily rychlosti a trakce při řazení nahoru s přerušením toku výkonu. [1]

### 2.2. Řazení bez přerušení toku výkonu

Při řazení bez přerušení toku výkonu nedochází k úplnému přerušení toku výkonu mezi motorem a koly vozidla. Toto umožňují dodatečné brzdové a spojkové elementy. Při řazení je původní převodový stupeň odpojen od momentu jdoucího z motoru a zároveň je k momentu připojen nový stupeň. Výsledkem je nulové snížení rychlosti a minimální snížení trakce při řazení. Tento způsob řazení je běžný v automatických převodovkách (například hydrodynamická nebo dvojspojková převodovka) a v převodovkách s plynulou změnou převodu. [1]

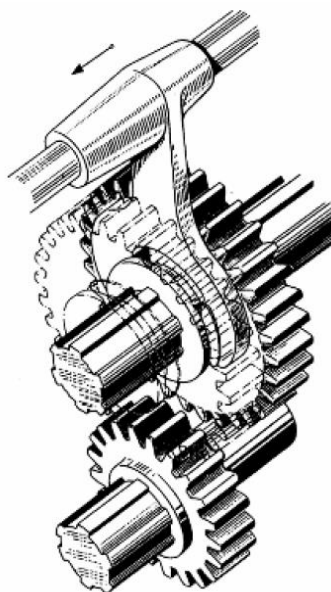


Obrázek 2: Profily trakce a rychlosti při řazení nahoru bez přerušení toku výkonu [1]

## 2.3. Provedení řadících elementů

### 2.3.1. Posuvná kola

Řazení posuvnými koly je nejjednodušším způsobem provedení řadícího systému. Ozubená kola nejsou spolu v trvalém záběru. Místo toho se do sebe zasouvají a vysouvají podle potřeby řidiče pomocí řadící vidlice. [1] Jelikož není nijak zajištěná přesná synchronizace otáček, musí řadící kola mít přímé ozubení a vhodně upravená čela, aby došlo k zařazení. Posuvná kola se v současnosti používají v levnějších, manuálních převodovkách pro řazení zpětného stupně vozidla. [1] [2]

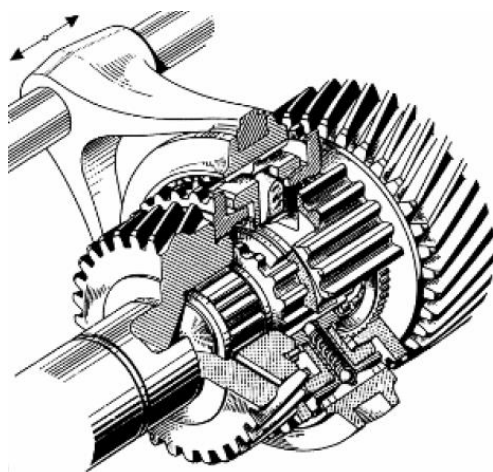


Obrázek 3: Posuvná kola [1]

### 2.3.2. Synchronizační spojka

Synchronizační spojky jsou běžnou součástí mechanických, automatizovaných, či automatických dvojspojkových převodovek. Tudíž je ke změně převodového stupně používá většina vozidel v Evropě [1]. Na rozdíl od posuvných kol jsou v tomto případě ozubená kola spolu v trvalém spojení, jedno z kol však není pevně spojeno se svojí hřídelí. Když chce řidič zvolit rychlostní stupeň, spojení mezi volným kolem a hřídelí zajistí řadicí spojka, která je pevně uložena na hřídeli pomocí drážkování. Spojení může zajistit i zubová spojka nesynchronizační (která je popsána v kapitole 2.3.3). Synchronizační spojka však také zajišťuje automatickou synchronizaci otáček mezi kolem a hřídelí. [2] Součástí synchronizačních spojek jsou plochy kuželového tvaru. Vyrovnání otáček mezi spojkou a ozubeným kolem způsobuje při procesu řazení tření těchto ploch. Kuželové synchronizační spojky dělíme na:

- spojky s jedním kuželem
- spojky s více kužely (vícenásobná synchronizace) [1]



Obrázek 4: Synchronizační spojka s aretačním mechanismem [1]

### 2.3.3. Zubová spojka bez synchronizace

Zubové spojky bez synchronizace opět mění zařazený stupeň vozidla pomocí změny ozubeného kola, které přenáší hnací moment. Na rozdíl od spojek se synchronizačními prvky však nedochází k automatickému vyrovnání otáček mezi hřídelí a ozubeným kolem v záběru. Tento druh spojek je kompaktnější a má menší ztráty způsobené třením. Spojení hřídele a ozubeného kola je realizováno pomocí dvou ozubených elementů. První se nazývá přesuvník a je součástí samotné spojky. Druhý je věnec řadicích zubů připevněný k ozubenému kolu [3].

Zubové spojky můžeme rozdělit podle směru ozubení na dva typy. Prvním typem jsou spojky se zuby po obvodu válcových ploch, jejichž osy jsou rovnoběžné s osou spojky. Tento typ se nazývá radiální. Druhý typ, který se nazývá axiální, má

ozubení vyrobené na čelní ploše spojky. Umístění zubů na spojce však nehraje takovou roli v řadicích charakteristikách spojky. Důležitá je geometrie zubů.

Zubové spojky se podle jejich geometrie opět dělí na dva druhy: standardní a čelní zubové spojky. Zubová spojka s čelním ozubením má ploché čelo zubu na obou ozubených elementech (viz. Obrázek 7), zatímco konce zubů spojky se standardním ozubením mají tvar šípu. Spojka navržená Ing. Jasným je axiální zubová spojka s čelním ozubením. [3]

Řazení zubovou spojkou lze rozdělit do pěti fází:

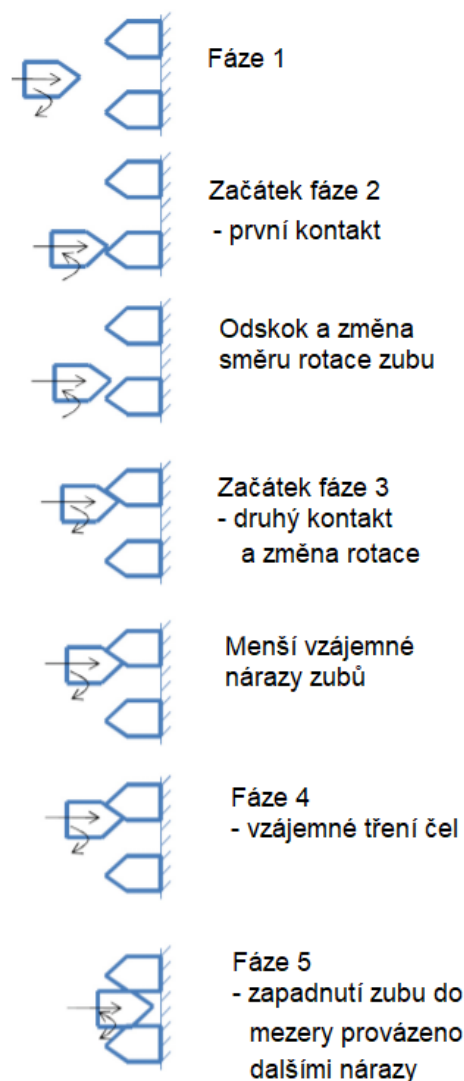
Při první fázi řazení je na začátku mezi přesuvníkem spojky a ozubeným kolem rozdíl úhlových rychlostí. Dochází k axiálnímu posunu spojky směrem k ozubenému kolu. Rozdíl úhlových rychlostí se při axiálním posunu přesuvníku zmenšuje vlivem třecích sil.

V okamžiku vymezení axiální vůle mezi zubovými elementy začíná druhá fáze řazení. Dojde k vzájemnému kontaktu čel ozubení, což vyvolá ráz a skokové zmenšení rozdílu úhlových rychlostí. Je-li nárazová síla dostatečně velká, může dojít převrácení směru úhlové rychlosti zubů přesuvníku. V takovém případě zub přesuvníku odskočí zpět a je opět vytvořena axiální vůle.

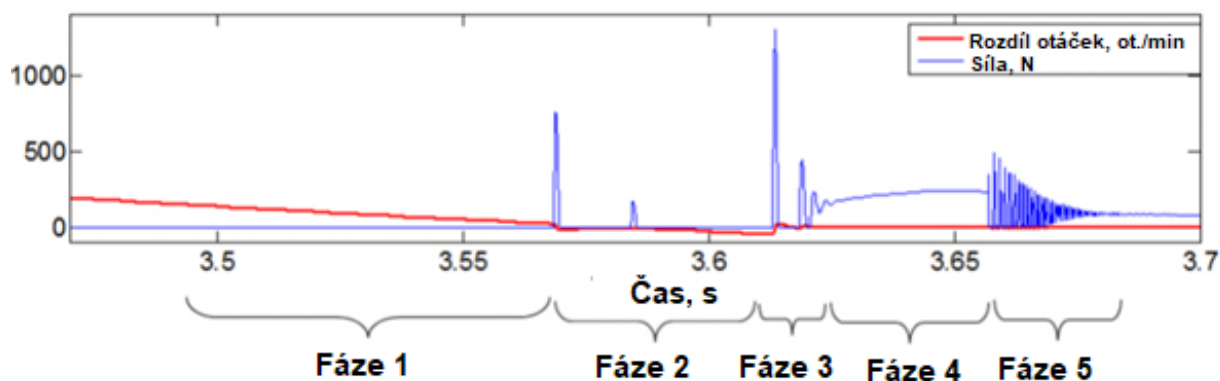
Ve fázi tři dochází ke kontaktu zubu přesuvníku se zubem sousedícím s původním kontaktním zubem. Opět je změněn směr úhlové rychlosti zubu, avšak už nedochází k odskoku, pouze k dalším menším nárazům.

Pokud při prvním kontaktu zubů nedošlo ke změně směru úhlové rychlosti a odskoku, nastává ihned fáze čtyři. Čtvrtá fáze je fáze tření, kdy se díky vyčerpání kinetické energie způsobené předchozími nárazy zubů po sobě vzájemně třou čela zubů. Vlivem tohoto tření se dál snižuje rozdíl úhlových rychlostí.

V poslední fázi se vhodně vůči sobě vymezí zuby posuvníku a zubové mezery věnce kola. Zub prochází mezerou, přičemž nastávají další menší vzájemné nárazy. Rozdíl úhlových rychlostí se snižuje na nulu a dochází k zařazení. [4] [3]



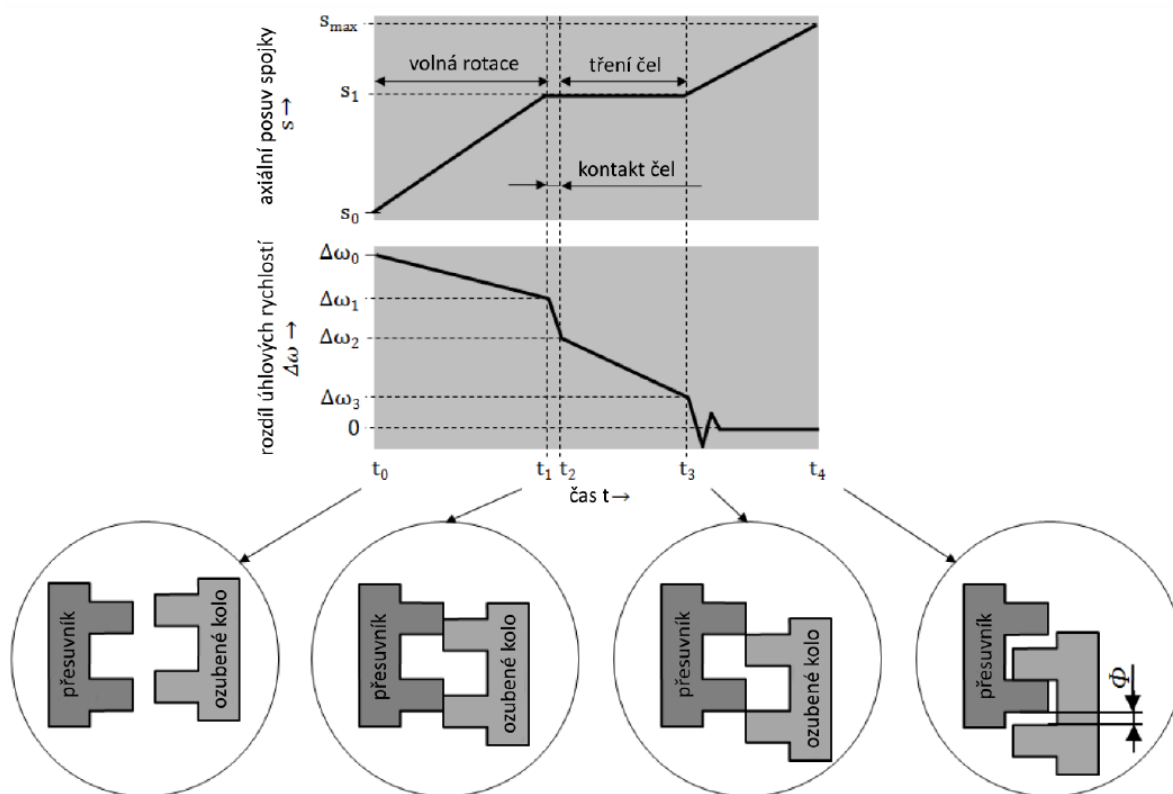
Obrázek 5: Ilustrace fází řazení zubovou spojkou [4]



Obrázek 6: Rozdíl úhlové rychlosti a síla působící na spojku během jednotlivých fází řazení (s odskokem při první srážce) [4]

Obrázek 6 ukazuje průběh rozdílu otáček na spojce, a také průběh síly působící na spojku během fází řazení. Na obrázku jsou vidět změny směru rotace, které jsou provázeny špičkami působící síly.

Při řazení také může nastat situace, kdy okamžitě zapadne zub do zubové mezery. V tomto případě nenastává kontakt čel a fáze tření. Pravděpodobnost zařazení bez kontaktu čel je dána počtem zubů a poměrem mezi velikostí zubů a zubových mezer (charakterizovaným rozměrem  $\phi$  na obrázku 7) [3]

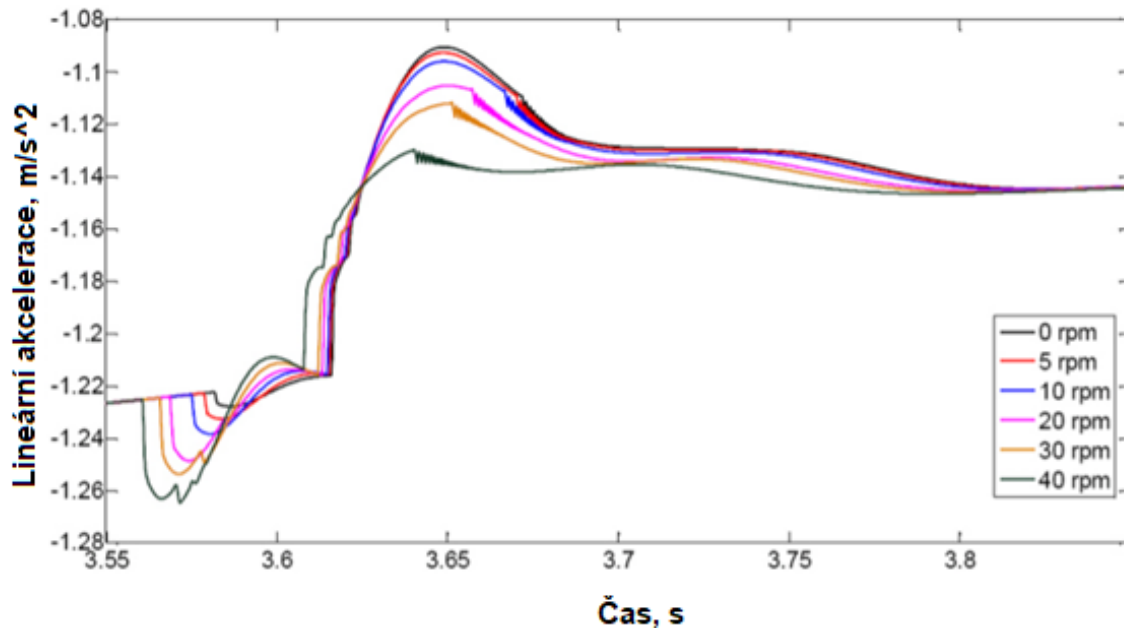


Obrázek 7: Průběh rozdílu úhlové rychlosti v čase během jednotlivých fází řazení (bez odskoku a změny smyslu otáčení spojky) [2]

Důležitou roli při řazení zubové spojky bez synchronizace hraje rozdíl úhlových rychlostí zubů přesuvníku a zubů věnce ozubeného kola. Obrázek 8 ukazuje graf závislosti lineárního zrychlení vozidla při řazení zubovou spojku pro různé rozdíly



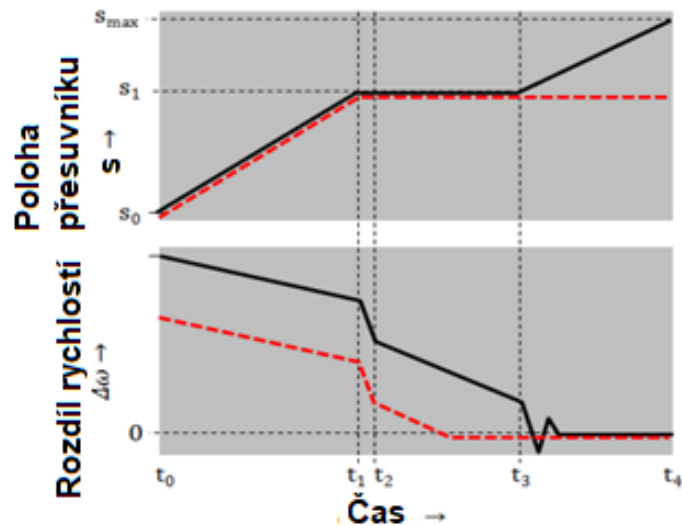
úhlových rychlostí. Graf byl vytvořen na základě matematického modelu v softwaru AMESim simulující komponenty převodového ústrojí. [4]



Obrázek 8: Závislost lineárního zrychlení vozidla na počátečním rozdílu úhlových rychlostí [4]

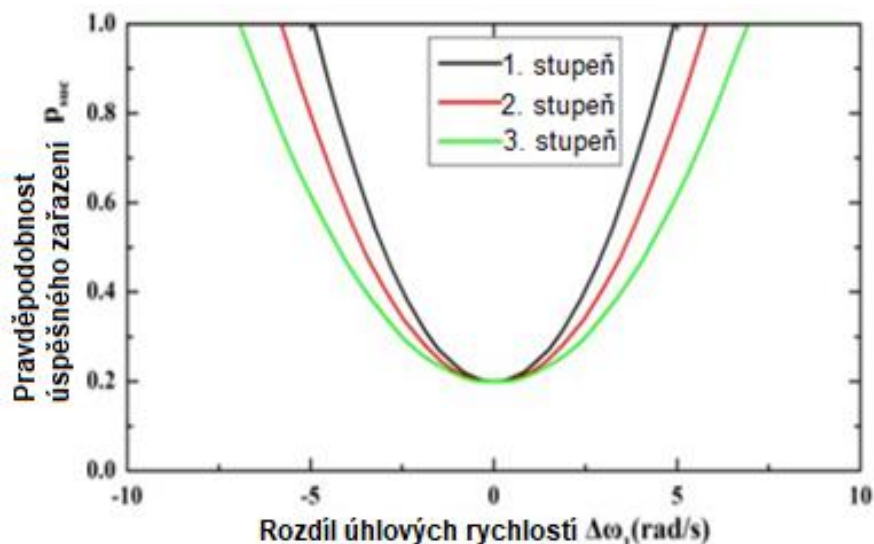
První velké snížení zrychlení je způsobeno prvotním nárazem zubů. Potom následuje náhlé zvýšení zrychlení představující náraz ze začátku fáze tření. Vrchol charakteristiky představuje fázi tření. Z grafu lze vidět, že pro zvyšující se rozdíl úhlových rychlostí se zvyšuje zpomalení při prvotním kontaktu čel zubů. Na druhou stranu je také vidět, že při vyšším rozdílu otáček nastává fáze tření čel dříve a tím pádem dříve končí. Tedy je celkový čas zařazení kratší. Při menším rozdílu otáček mají po prvním nárazu zuby přesuvníku méně času na axiální posun k zubům věnce. Potom jim trvá déle fáze tření, a i celé řazení. Výhodou malých rozdílů otáček je malá změna zrychlení při nárazu, a tudíž i lepší pocit při řazení. [4]

Při řazení zubovou spojkou může nastat stav, kdy při velmi malém, či nulovém počátečním rozdílu úhlových rychlostí zubových elementů dojde k vyrovnání otáček při fázi tření. V takovémto případě může dojít k vzájemnému opření čel ozubení a neúspěšnému zařazení požadované rychlosti.



Obrázek 9: Porovnání úspěšného (černě) a neúspěšného (červeně) zařazení [3]

Na obrázku 10 je vidět, že závislost pravděpodobnosti úspěšného zařazení na rozdílu otáček není lineární. Závislost je taky různá pro různé převodové stupně. To je dáno odlišným momentem setrvačností převodovým poměrem jednotlivých stupňů. [5]



Obrázek 10: Závislost pravděpodobnosti úspěšného zařazení na rozdílu úhlových rychlostí při prvotním kontaktu čel [5]

Správné zařazení ozubených elementů lze zajistit pomocí zkosení jejich čel. Zkosení umožňuje řazení při nulovém rozdílu otáček přesuvníku a ozubeného kola bez nutnosti použití externí synchronizace. Zkosením čel zubů se však sníží jejich dotykové plochy při záběru. Spojky se zkosenými čelami se také chovají jinak, podle toho, jaké je znaménko rozdílu úhlových rychlostí. Při nesprávném nastavení otáček se zvyšuje pravděpodobnost odskočení přesuvníku (bounce-back) při kontaktu čel. [2] [3]

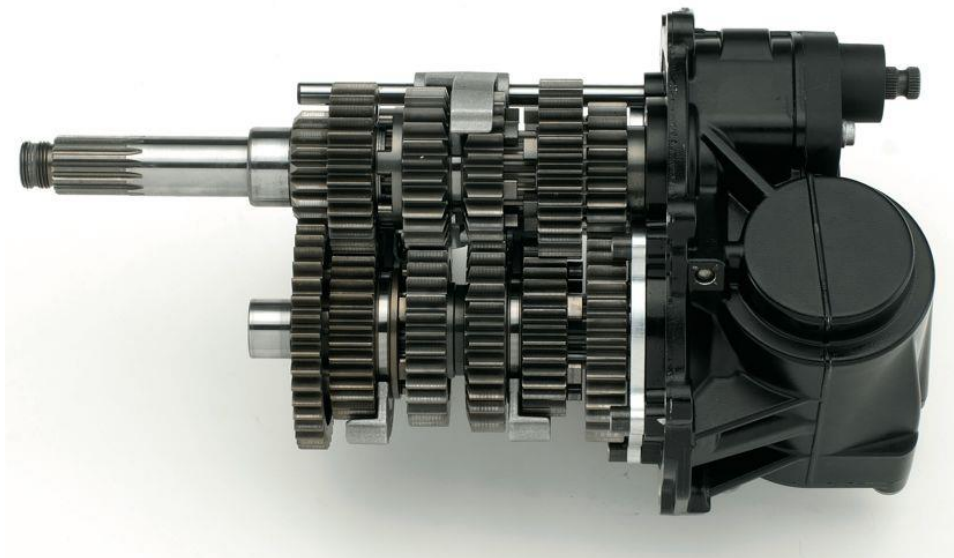
Axiální odskočení přesuvníku nastává při vysokých rozdílech otáček a jeho pravděpodobnost je hlavně ovlivněna počtem zubů, tloušťkou zubů a úhlem čela zubů. Při odskočení zub přeskočí původní zubovou mezeru, do které zapadal, následně dochází ke kontaktu s druhým zubem a následuje zařazení. Tento jev je provázen vibracemi a hlukem a zvyšuje celkovou dobu zařazení. [6]

Cílem tedy je najít optimální hodnotu či rozmezí rozdílů úhlových rychlostí, aby byla vyloučena situace vzájemného opření čel, a zároveň nedocházelo při řazení k příliš velkým vibracím, které by poškozovaly zubové elementy a zhoršovaly požitek z jízdy. Správného chodu zubové spojky se dosáhne pomocí externí synchronizace, kdy otáčkový rozdíl je nastaven například vnějším motorem spojeným se vstupní hřídelí.

Výhodami spojek bez synchronizace jsou především rychlost jejich řazení a menší rozměrové nároky. Jejich relativní kompaktnost vůči synchronizačním spojkám je dána tím, že nevyžadují složité synchronizační kuželové plochy pro každý řadící stupeň [3]. I když většina moderních automobilů používá spojky synchronizační, existují použití, kde jsou zubové spojky bez synchronizace pro své výhody preferovány.

Například:

- motocykly, kde není místo pro synchronizační spojky a díky nízké setrvačnosti převodového a hnacího ústrojí nedochází k přílišnému zhoršení pohodlí
- závodní vozy, kde pohodlí řidiče není bráno v potaz a je vyžadován co nejnížší řadící čas
- nákladní vozidla s robotizovanými převodovkami, kde synchronizační spojky nemají dostatečnou životnost kvůli požadovanému poměru hmotnost výkon vozidla [3]



Obrázek 11: Převodovka motocyklu BMW K1200 [7]

### 3. Měřicí stanoviště

V této kapitole je popsáno měřicí stanoviště pro testování životnosti a funkčnosti řadících mechanismů, původně navržené panem Ing. Jiřím Pakostou, PhD.

Stanoviště slouží k měření různých veličin (například otáček hřídelů převodovky či teploty oleje převodovky). Hodnoty těchto veličin jsou dále zpracovány v programu LabVIEW. K původnímu stavu byl přidán elektromotor, umožňující zkoušky zubové spojky s externí synchronizací vyvinuté Ing. Jasným. Testovací stanoviště se nachází v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na Julisce.

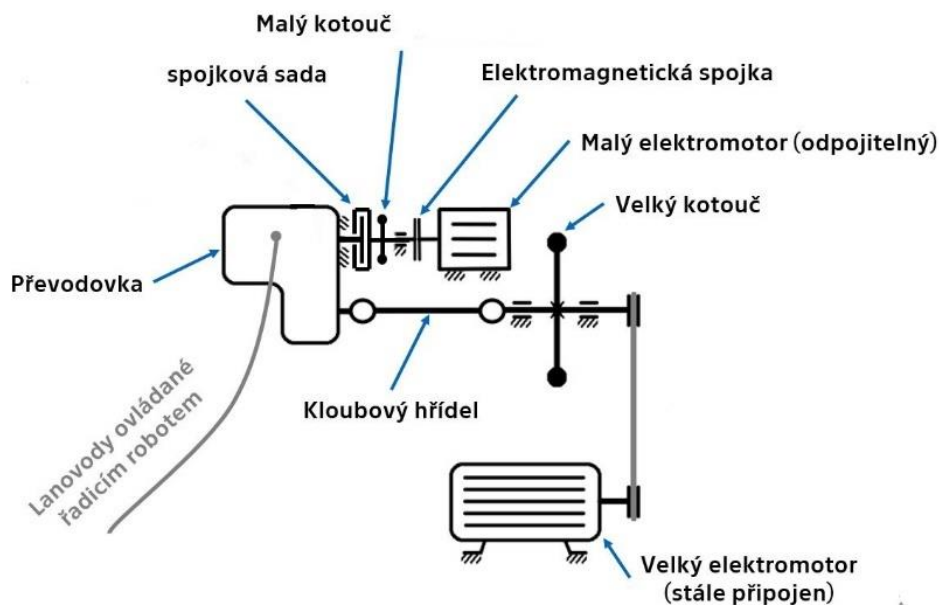


Obrázek 12: Pohled na stanoviště (původní verze bez elektromotoru pro synchronizaci) [8]

#### 3.1. Popis hlavních částí stanoviště

Základem stanoviště je převodovka s testovanými zubovými spojkami. Převodovka je ovládána pomocí mechanických lanovodů řízených pneumatickým robotem. Na výstupu převodovky je kloubový hřídel uložený v ložiskách. Na hřídel je také připojen velký kotoučový setrvačnick. Úkolem tohoto setrvačnicku je simulace momentu setrvačnosti jedoucího vozidla při řazení. Hřídel se setrvačnickem je poháněna pomocí asynchronního elektromotoru, jehož otáčky lze regulovat pomocí frekvenčního měniče. Spojení elektromotoru s hřídelí je realizováno pomocí vícenásobného klínového řemene.

Vstupní hřídel převodovky je spojena s pomocnou střední hřídelí uloženou v ložiskách. Spojení je realizováno rozjezdovou spojkou. Přítlačný kotouč této spojky je regulován elektrohydraulickým ovládním (eClutch). Se střední hřídelí je taky spojený menší kotouč simulující moment setrvačnosti motoru, spojkové sady a hlavně setrvačnicku. Střední hřídel je na druhé straně spojena s menším elektromotorem pro externí synchronizaci otáček. Spojení je regulováno pomocí elektromagnetické spojky ovládané stejnosměrným napětím.



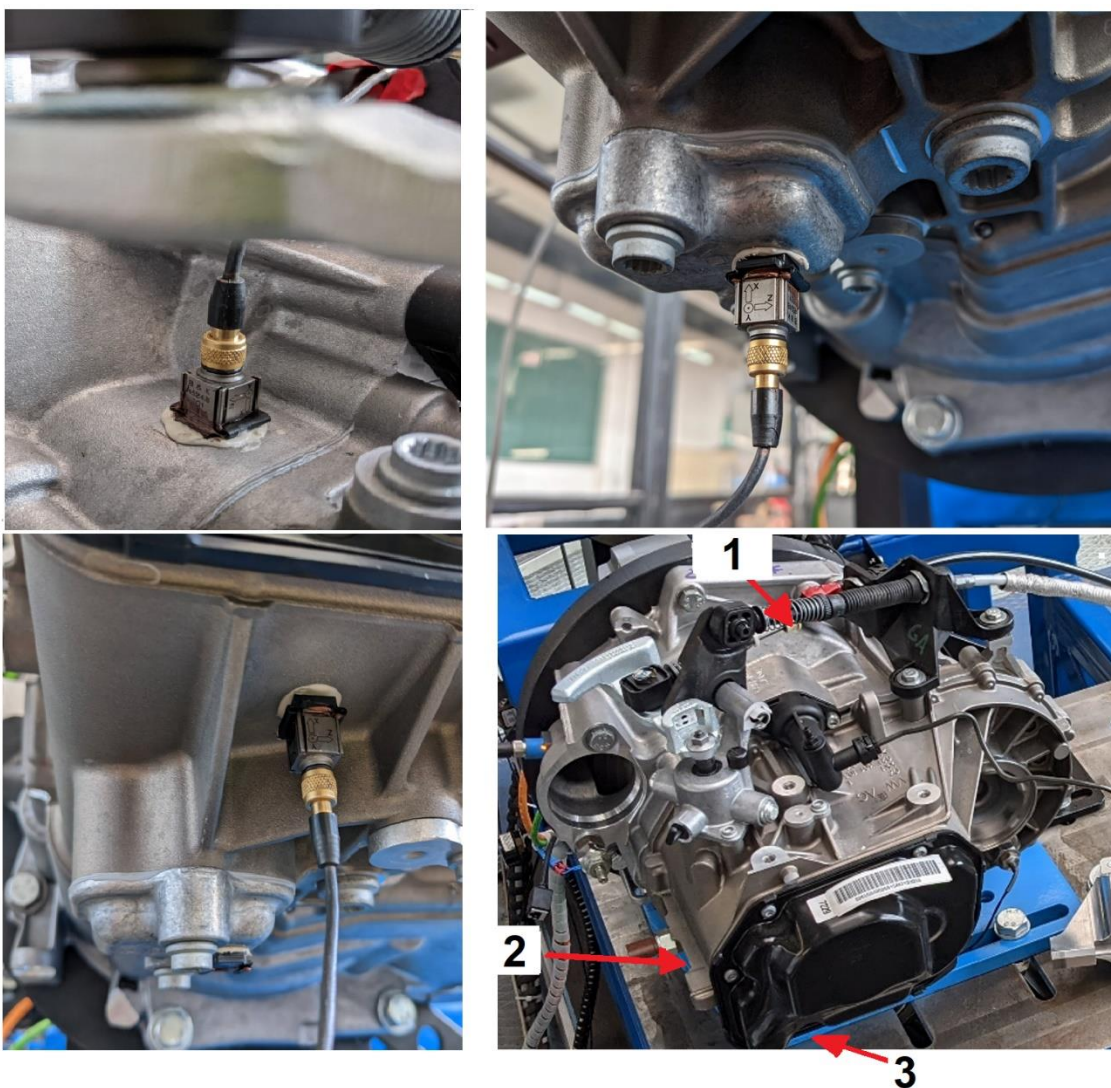
Obrázek 13: Schéma měřicího stanoviště [9]

Převodovka používaná pro testy na stanovišti je převodovka MQ200, vyvinutá automobilovým koncernem VW. Jedná se o dvouhřídelovou, manuální převodovku s přídatnou osou pro zpětný chod. Má pět dopředných řaditelných stupňů (existuje i verze pro šest stupňů) plus zmíněný zpáteční stupeň. Ozubená kola dopředných stupňů jsou v konstantním záběru se šikmým ozubením. Kolo pro zpětný chod je posuvné s přímým ozubením. Převodovka normálně používá tři konvenční synchronizační spojky typu Borg – Warner (obr. 4), přičemž spojka pro první a druhý ryclostní stupeň je s dvojitou synchronizací [10].

### 3.2. Popis měření na stanovišti

Na stanovišti jsou kromě samotných vibrací dále zaznamenávány další veličiny, které slouží nastavení a určení různých podmínek pro řazení v převodovce. Konkrétně se jedná o otáčky malého a velkého setrvačníku, otáčky obou elektromotorů, točivý moment na vstupní hřídeli, a nakonec řadičí síla a posuv řadícího robotu. Vibrace jsou snímány pomocí piezoelektrického akcelerometru s integrovanou elektronikou (IEPE) 4524-B-001 od firmy Brüel & Kjaer. Tento akcelerometr je relativně kompaktní a určené pro analýzu karosérií a hnacích ústrojí automobilů. Má rezonanční frekvenci na 9 kHz a jeho doporučený frekvenční rozsah je od 0,25 do 3000 Hz. Akcelerometr je připevněný ke skříni pomocí destičky, do které je nasunut. Destička je následně na skříni převodovky nalepená. Pro akcelerometr byly zvoleny 3 různé pozice instalce. Tyto pozice ukazuje obrázek 14. Měřené veličiny jsou zaznamenávány do softwaru, ze kterého jsou následně převedeny do tabulky excelu. Vibrace jsou snímány s frekvencí 51 200 Hz, ostatní veličiny pouze 100 Hz.





Obrázek 14: Pozice akcelerometrů: první z obrázků nahoře je u ložiska vstupní hřídele, druhý se nachází na spodku domku, kterým vede řadící tyč, akcelerometr na dolním obrázku je připojen zezdola na skříň poblíž ložiska vstupní hřídele

Před začátkem měření se nastaví požadované parametry a to:

- Míra sepnutí eClutch [mm]
- Řadící stupeň, do kterého bude robot řadit z neutrálu
- Otáčky vstupní hřídele [1/min]
- Rozdíl otáček na řadící spojce [1/min] (přepočteno na vstupní hřídel převodovky)
- Řadící tlak robotu [bar]

Po nastavení požadovaných hodnot začne zaznamenávání dat, proběhne nastavená míra sepnutí eClutch, robot zařadí stupeň a po ustálení procesu dochází k přerušení záznamu. Následuje návrat do počátečního stavu a může proběhnout další měření.

## 4. Měření vibrací

Tato kapitola je zaměřená na základní popis vibrací v mechanických systémech a vlastnosti, funkci a použití akcelerometru. Dále budou představeny základní způsoby úpravy a vyhodnocení naměřeného signálu akcelerometrem. Tyto způsoby jsou rozděleny na dvě kategorie podle toho, s jakým druhem signálu pracují:

- pracují se signálem v časové ose
- pracující se se signálem ve frekvenčním spektru

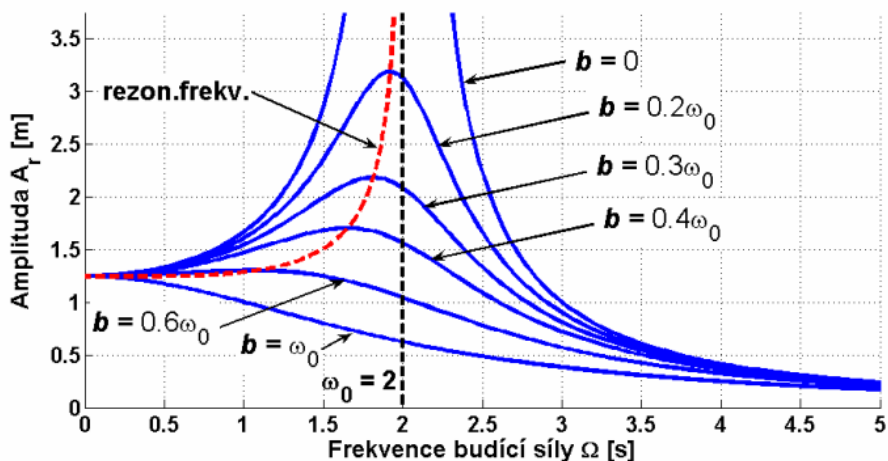
Nakonec jsou aplikovány vybrané metody na sadu dat a vytvořeny charakteristiky.

### 4.1. Druhy vibrace

Vibrace je obecně dynamický pohyb tělesa nebo pouze jeho části, jehož intenzita se mění s časem. Maximum intenzity a její rychlost změny (frekvence) se mohou měnit s časem a pohybovat se v rozsáhlém spektru hodnot [11].

Vibrace přináší nežádoucí účinky na provoz strojů a jejich součástí a zamezení jejich vzniku může být obtížný úkol. Mohou být způsobeny dynamickým efektem výrobních tolerancí, dotykovým a třecím kontaktem strojní dílů, nebo například špatným vyvážením působících sil [11]. I když některá z těchto nepřesností vyvolá pouze vibrování o nepatrné amplitudě (amplituda je výška vůči nulové intenzitě naměřeného vibračního signálu, tudíž největší vymezení z nulové polohy signálu v daném pohybovém cyklu), může dojít k rezonanci stroje.

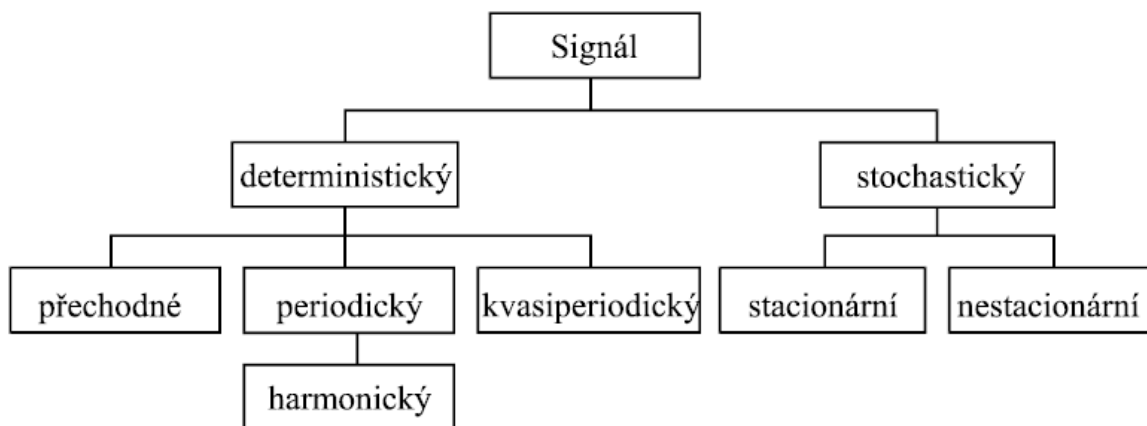
Rezonance je jev, kdy těleso nebo soustava těles vibruje s abnormálně velkou amplitudou. Rezonance nastává jako reakce na vnější budící účinky jejichž frekvence je stejná nebo blízká přirozené frekvenci tělesa či soustavy těles. Tělesa mohou mít až několik takovýchto vlastních frekvencí, přičemž ta nejnižší z nich se nazývá základní frekvence. Velikost základní frekvence je ovlivněna materiálem, ze kterého je těleso či struktura složena, konkrétně hustotou materiálu. Vyšší hustota znamená nižší základní frekvence. Při vibraci struktury s nulovým nebo velmi malým tlumením stoupá amplituda při rezonanci teoreticky nade všechny meze, prakticky však dochází k útlumu vibrací vlivem ztrát. Přesto však může nejprve dojít k úplnému zničení stroje vystaveného rezonančnímu buzení vlivem přílišného namáhání. Kvůli účinkům rezonance na stroj je velmi důležité, aby stroj dlouhodobě nepracoval vlastních frekvencích, anebo nebyl vystaven vibracím o této frekvenci [12].



Obrázek 15: Graf závislosti amplitudy na frekvenci budící síly a poměrnému útlumu  $b$ . Pro  $b = 0$  roste amplituda při rezonanční frekvenci nade všechny meze [13]

Vibrace může mít i pozitivní a žádaný účinek na stroj. Vibrační energie se využívá u podavačů dílů, v ultrazvukových čističích, sbíječkách nebo v hudebních nástrojích [14].

Vibrace lze třídit do kategorií podle typu jejich signálu, tedy jejich průběhů v čase.



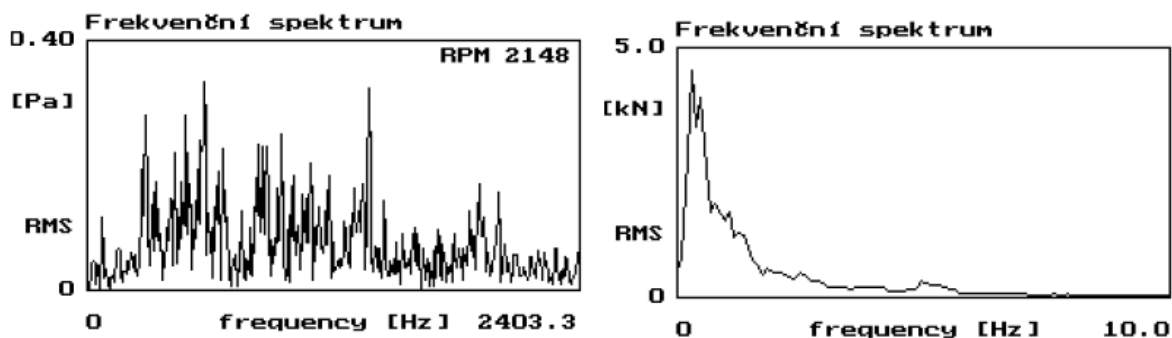
Obrázek 16: Typy vibračních signálů [15]

Obrázek 16 ukazuje přehled možných typů signálů. Základní rozdělení je na signál deterministický a signál stochastický.

Deterministický signál je signál, jehož časový průběh lze určit zcela například funkčním předpisem. Tudiž lze jeho průběh předvídat. Naopak u stochastického signálu nelze předem zcela určit jeho průběh.

Stochastické vibrace se také nazývají vibracemi náhodnými. U náhodných signálů se rozlišují 2 podskupiny, které jsou zobrazeny v obrázku 17, a to signály úzkopásmové a širokopásmové. Úzkopásmové náhodné signály jsou tvořeny z harmonických signálů, které mají své frekvence v úzkém pásmu v určité vzdálenosti od nulové frekvence. Ve frekvenčním zobrazení mají úzkopásmové signály zřetelný jeden vrchol. Na druhou stranu širokopásmové signály nejsou nijak omezeny a jsou tvořeny složkami ze širokého pásma frekvencí. Tento zcela náhodný signál lze označovat za šum [15].



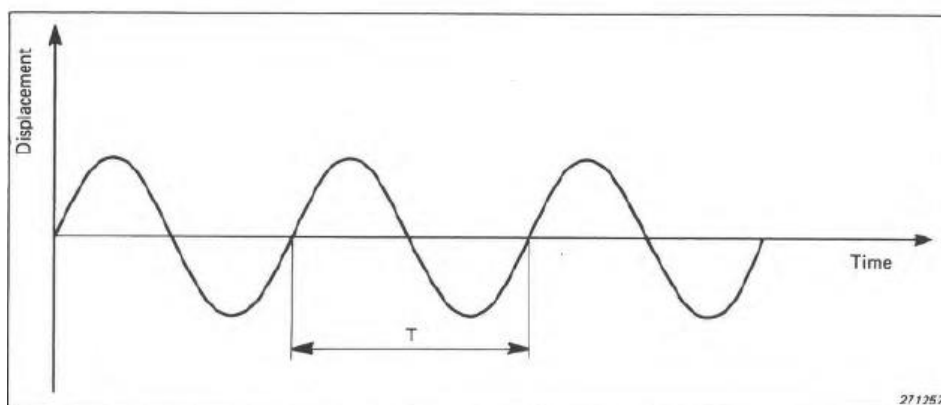


Obrázek 17: Porovnání širokopásmového (vlevo) a úzkopásmového signálu (vpravo) [15]

Strojní zařízení jsou zdrojem periodického (případně kvasiperiodického) signálu. Při reálném měření bývají deterministické signály doprovázeny signálem náhodným. Zdrojem tohoto náhodného signálu jsou samotná měřicí zařízení, případně chybná zpracování signálu [15].

#### 4.1.1. Periodické vibrace

Periodické vibrace představují oscilující pohyb tělesa, či částice kolem referenčního bodu. Tento pohyb se opakuje v přesných časových úsecích. Periodické vibrace lze popsat jejich frekvencí  $f$ , která nám říká počet úplných pohybových cyklů, které těleso stihne za sekundu. Frekvence je měřena v hertzech (Hz). Převrácenou hodnotou frekvence je perioda vibrace. Perioda udává čas v sekundách potřebný k vykonání jednoho plného cyklu pohybu. Rozdíl mezi periodickými a kvasiperiodickými vibracemi je v poměru frekvencí složek, ze kterých jsou tvořeny. U kvasiperiodických vibrací je tento poměr iracionální číslo, zatímco u periodických je toto číslo racionální. Nejjednodušší formou periodické vibrace je harmonická vibrace. Harmonickou vibraci lze zobrazit v grafu závislosti intenzity na čase jako sinusovku [11] [15].



Obrázek 18: Příklad signálu harmonické vibrace [11]

V ideálním případě čistě translační oscilace lze intenzitu vibrace popsat vychýlením tělesa v jednom směru. Pro takovýto případ lze harmonický signál matematicky popsat rovnicí:

$$x = X_a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (1.)$$

kde  $x$  je okamžité vychýlení tělesa ve směru osy  $x$ ,  $X_a$  je amplituda vychýlení,  $\omega$  je úhlová frekvence, pro kterou platí:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2.)$$

a  $t$  je okamžitý čas. Z rovnice pro okamžitou polohu lze derivací dostat rovnici pro okamžitou rychlost

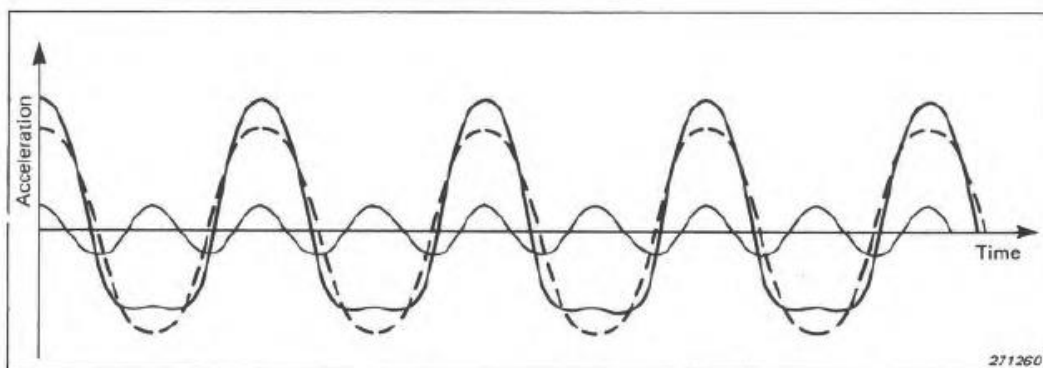
$$v_x = \omega \cdot X_a \cdot \cos(\omega \cdot t) = \omega \cdot X_a \cdot \sin(\omega \cdot t + \pi/2) \quad (3.)$$

a zrychlení

$$a_x = -\omega^2 \cdot X_a \cdot \sin(\omega \cdot t) = \omega^2 \cdot X_a \cdot \sin(\omega \cdot t + \pi) \quad (4.)$$

Z předpisu plyne, že vychýlení, rychlost a zrychlení mají stejnou úhlovou frekvenci, tudíž i periodu, a liší se pouze velikostí amplitudy a fázovým posunem reprezentovaným členem  $\pi$  a  $\pi/2$  v rovnicích. Posun o  $\pi$  radiánů představuje 180 stupňů a  $\pi/2$  radiánů 90 stupňů.

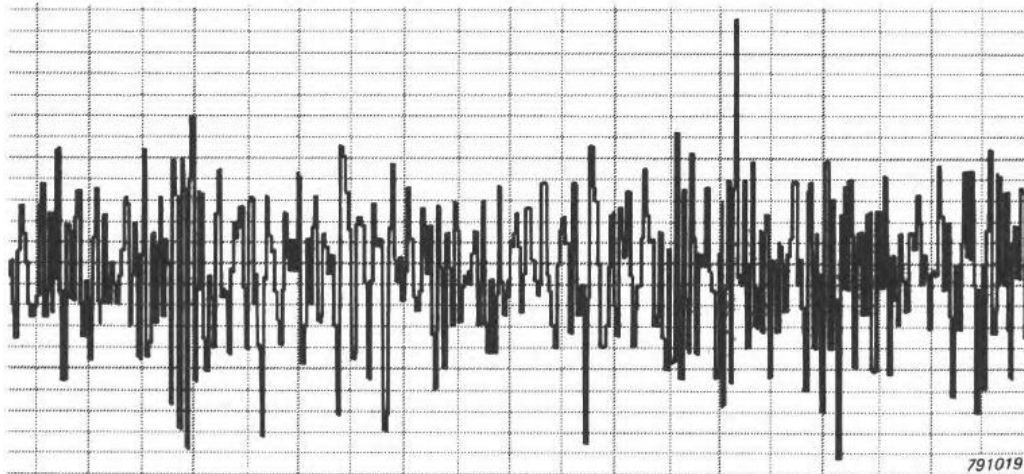
Druhým typem periodických vibrací jsou neharmonické. Na rozdíl od harmonických je nelze popsat pomocí jedné sinusovky. Jejich působení se však stále periodicky opakuje. Tento typ vibrace je v praxi mnohem častější než čistě harmonická. Pro popis tohoto druhu vibrace je vhodné využít faktu, že obecný periodický signál lze zcela popsat pomocí součtu harmonických sinusových signálů o různých frekvencích. Tímto způsobem opět získáme matematickou rovnici pro námi zvolenou veličinu intenzity. Proces je více popsán v kapitole pojednávající o FFT analýze [11].



Obrázek 19: Příklad rozložení neharmonického signálu (plná tlustá čára) na dvě dílčí sinusovky o různých frekvencích [11]

### 4.1.2. Náhodné vibrace

Náhodné vibrace jsou charakterizovány náhodnými pohyblivými cykly, které se nikdy zcela neopakují. K přesnému popsání náhodné vibrace by bylo potřeba nekonečně dlouhého časového záznamu. Náhodné vibrace se proto popisují a porovnávají pomocí statistických metod [11].



Obrázek 20: Příklad signálu náhodné vibrace [11]

Jednou z těchto metod je hustota pravděpodobnosti, kde se určí pravděpodobnost výskytu hodnoty okamžité amplitudy v určitém amplitudovém pásmu a vztáhne se k šíři tohoto pásma. Další užitečnou metodou je autokorelační funkce. Tato funkce popisuje, jak je hodnota amplitudy v určitém čase ovlivněna hodnotou amplitudy, která ji předcházela. V ideálním případě by jakákoliv okamžitá hodnota amplitudy zcela nezávislá na předešlé hodnotě. Pro takovýto případ vytváří autokorelační funkce nekonečně úzký impuls se středem v čase měření hodnoty amplitudy. V praxi však dochází k rozšíření autokorelační funkce, jelikož většinou náhodné prvky vibrace nejsou rozloženy na celém frekvenční spektrum, ale jsou limitovány na určitá pásma [11].

Obecně můžeme náhodné vibrace rozdělit do dvou skupin:

- náhodné vibrace stacionární
- náhodné vibrace nestacionární

Nestacionární náhodné vibrace se od stacionárních liší svými statistickými vlastnostmi, které se mění v čase. Prakticky lze nestacionární náhodné vibrace považovat za stacionární, pokud se jejich statistické vlastnosti mění dostatečně pomalu. K jejich správnému popisu je tedy potřeba ještě časový interval, s jakým se mění jejich statistické vlastnosti. Pro analýzu nestacionárních náhodných vibrací se používá průměrování velkého souboru dat získaných z opakovaných experimentů. Tyto průměry se potom vynesou do grafu vůči času a získá se popis vibrace. V praxi je tento způsob nepříliš vhodný, právě kvůli velkému počtu potřebných dat [11].

### 4.1.3. Přejchodové jevy a nárazy

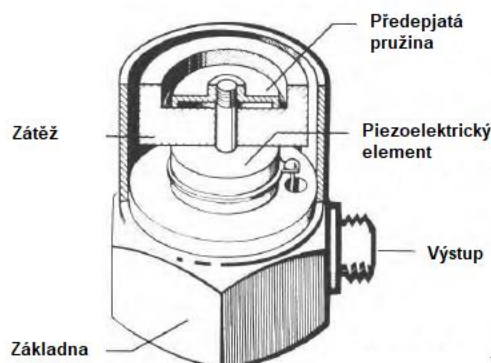
Přejchodové jevy a nárazy jsou posledním ze základních typů vibrací. Nárazy jsou charakterizovány přenosem energie do systému za krátkou dobu v porovnání s oscilační periodou systému, zatímco přechodné jevy trvají až několik period. Mezi přechodné signály, které představují záznam přechodového děje, se řadí například odezva na impulsní buzení, hluk při přeletu letadla a při přejezdu vozidla. Přejchodový děj lze popsat jako přechod systému z jednoho ustáleného stavu do druhého. Charakteristickou veličinou přechodového děje je jeho časová konstanta, která nám popisuje délku jeho trvání (za jednu časovou konstantu dosáhne systém kolem 63% konečné ustálené hodnoty). Přejchodové jevy a nárazy jsou tvořeny energií rozloženou po celém spektru frekvencí od nuly až do nekonečna. [11].

## 4.2. Měření akcelerometrem

Jak bylo již zmíněno, pro měření vibrací jsou nejzajímavějšími veličinami buďto zrychlení, rychlost nebo vychýlení. Z velké řady možných způsobů měření těchto parametrů se tato práce zaměří na měření akcelerometrem. A to kvůli jeho širokému rozšíření, a hlavně z důvodu jeho použití na měřicím stanovišti v Julisce.

Akcelerometr je měřicí přístroj, jehož výstup je elektrické napětí s hodnotou, která je přímo úměrná zrychlení, jemuž je akcelerometr vystavován. Existuje mnoho druhů akcelerometrů, ale mezi nejběžněji používanými patří piezoelektrický akcelerometr.

Piezoelektrický akcelerometr funguje na principu piezoelektrického jevu, při kterém materiál, jenž je mechanicky namáhán buďto napětím v tahu, tlaku nebo ve smyku, generuje elektrický náboj na svých pólových stranách. Tímto vznikne elektrický náboj, jehož velikost je spojená s velikostí síly, působící na piezoelektrický materiál v akcelerometru, a také spojená s velikostí zrychlení přes známou hmotnost zátěže [11] [14].

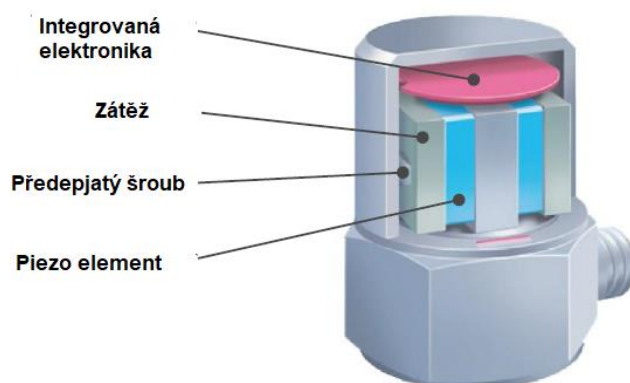


Obrázek 21: Příklad uspořádání běžného piezoelektrického akcelerometru [11]

Piezoelektrické akcelerometry jsou široce používány pro jejich kombinaci vlastností vhodných pro měření. Mají široké frekvenční a dynamické pásmo s dobrou linearitou. Zároveň jsou relativně robustní a stabilní, neobsahují žádné pohyblivé se

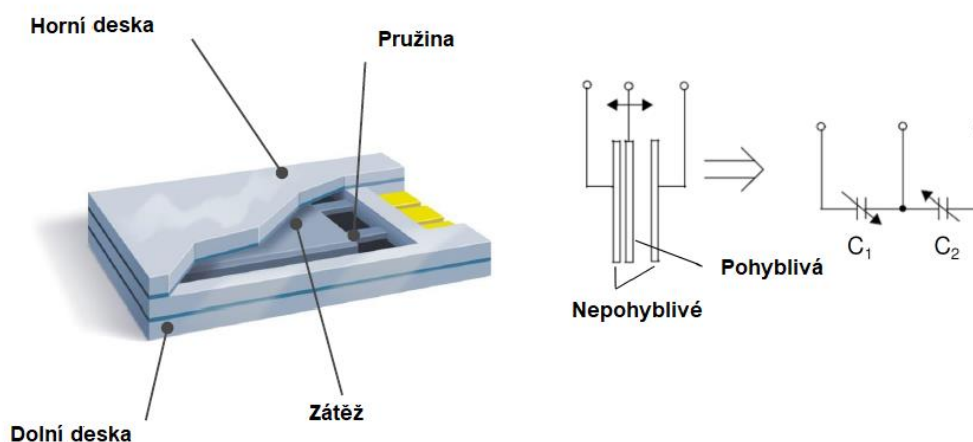
části, takže jejich vlastnosti vytrvávají stejné po dlouhou dobu. Další výhodou piezoelektrických akcelerometrů je fakt, že nepotřebují externí zdroj energie, jelikož elektrický signál je vyvolán samotnými vibracemi [14].

Kromě standartní piezoelektrických (PE) akcelerometrů se velmi často používají piezoelektrické akcelerometry s integrovanou elektronikou (IEPE). Tyto akcelerometry používají stejné piezoelektrické elementy jako PE akcelerometry, mají však navíc zabudovanou elektroniku, která převádí elektrický náboj na elektrické napětí [16].



Obrázek 22: Příklad IEPE akcelerometru [16]

Třetím používaným typem akcelerometrů jsou MEMS akcelerometry. Ty nefungují na principu piezoelektrického jevu, nýbrž měří vibrace pomocí změny kapacity dvou deskových kondenzátorů. Tyto kondenzátory jsou tvořeny třemi deskami, přičemž prostřední je pohyblivá. Mezi deskami je vzduchová mezera, ve které se může posouvat pohyblivá deska, čímž mění kapacitu obou kondenzátorů. Akcelerometry dále přemění tento kapacitní výstup na napěťový signál, jehož velikost je přímo úměrná vibraci. Výhodou MEMS akcelerometrů je jejich schopnost měřit nulové frekvence, jelikož pro tento stav jsou kapacity obou kondenzátorů sobě rovny. Nevýhodou těchto akcelerometrů je nižší citlivost a neschopnost měřit vibrace ve více osách [16].



Obrázek 23: Příklad MEMS akcelerometru [16]

### 4.2.1. Charakteristiky akcelerometru

První důležitou vlastností akcelerometru je jeho citlivost. Citlivost říká, jak se změní výstup akcelerometru, v našem případě napětí, se změnou vstupu (zrychlení tělesa). Obecně lze citlivost zapsat jako:

$$c = \frac{dy}{dx} = \frac{dU}{da_x} \quad (5.)$$

Pro akcelerometr je  $c$  citlivost akcelerometru, a  $U$  je okamžité výstupní napětí akcelerometru. I když větší citlivost může znamenat větší přesnost měření, tak je třeba při výběru akcelerometru volit kompromis mezi jeho citlivostí a velikostí, protože vyšší citlivost znamená větší piezoelektrický člen [14].

Velikost akcelerometru, a tím i jeho hmotnost, je důležitou charakteristikou u měření lehkých strojních součástí a těles. Čím menší je rozdíl mezi hmotností měřeného tělesa a samotnou hmotností akcelerometru, tím více bude zkreslený výsledek měření. Přibližná množství ovlivnění měření hmotností akcelerometru lze určit jako:

$$a_s = \frac{a_m \cdot (m_s + m_a)}{m_s} \quad (6.)$$

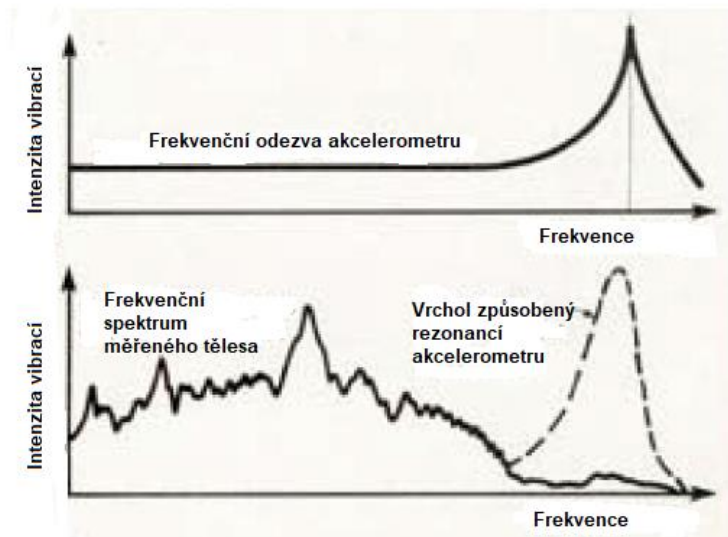
kde  $a_s$  je zrychlení bez akcelerometru,  $a_m$  je zrychlení s akcelerometrem,  $m_s$  hmotnost tělesa bez započítání hmotnosti akcelerometru a  $m_a$  je hmotnost akcelerometru. Neformálním pravidlem při měření akcelerometrem je, že jeho hmotnost by neměla být vyšší než desetina hmotnosti měřeného tělesa. Pokud nastane situace, že je vyžadována vysoká citlivost při měření velmi lehké části, je výstup akcelerometru veden skrze předzesilovač, který sníží impedanci výstupního signálu a zvýší tak citlivost měření [14].

Další důležitou vlastností akcelerometru je jeho dynamický rozsah. Ten určuje maximální a minimální prakticky měřitelné zrychlení. Minimální měřitelné zrychlení není dáno samotným akcelerometrem, ale elektrickým hlukem v kabelech vedoucí signál. Minimální hranice zrychlení bývá kolem  $0,01 \text{ m/s}^2$ . Horní limit je naopak dán konstrukční odolností akcelerometru. Běžné akcelerometry bývají konstruovány do  $100\,000 \text{ m/s}^2$ . Akcelerometry specializované pro nárazy mohou vydržet až  $1000 \text{ km/s}^2$  [14].

Nejspíše nejdůležitější vlastností akcelerometru, na kterou si je třeba dát pozor pro správné měření, je jeho frekvenční rozsah. Podobně jako dynamický rozsah, frekvenční rozsah udává maximální a minimální frekvenci vibrací, které lze prakticky měřit. Minimální měřitelná frekvence je dána dolním frekvenčním limitem zesilovače a kolísáním okolní teploty. Obě příčiny však způsobují minimální frekvenci pod  $1 \text{ Hz}$  což bývá dostatečně nízko pro většinu strojních aplikací. Horní hranice frekvence



měřených vibrací je dána rezonanční frekvencí systému zátěž pružina samotného akcelerometru. Pro malé akcelerometry může být tato rezonanční frekvence vysoko až 180 kHz. Pro větší akcelerometry s vyšší citlivostí je rezonance kolem 30 kHz. Známost rezonanční frekvence akcelerometru je důležitá, protože akcelerometr má v okolí své rezonance vyšší citlivost. Tudíž pokud bychom vynesli závislost amplitudy vibrace na frekvenci, vykazovali by frekvence blízko rezonanční frekvence akcelerometru mnohem větší intenzitu, než mají ve skutečnosti a měření by bylo nepřesné. Tuto chybu lze zmenšit zvolením akcelerometru s dostatečně vysokou rezonanční frekvencí. Výrobci akcelerometrů (konkrétně B&K) doporučují volit akcelerometr s rezonanční frekvencí alespoň třikrát větší než maximální naměřenou frekvenci. Pro takovýto případ je chyba v limitním případě okolo 12 % (chyby konkrétních akcelerometrů bývají vypsány v datasheetu). Další možný způsob omezení chyby je použití nízko propustného filtru, který bude více rozebrán dále. Při měření pouze malých frekvencí se lze zbavit vysoko frekvenčních vibrací nainstalováním mechanického tlumení mezi akcelerometr a instalační plochu zařízení. Toto dosáhne snížení vyšších frekvencí řádově o jednotky kHz [11] [14].



Obrázek 24: Příklad zkreslení měření kvůli rezonanci akcelerometru [11]

Obrázek 24 ukazuje zkreslení ve frekvenčním spektru způsobené akcelerometrem. Je však nutné podotknout, že PE a IEPE akcelerometry nemohou naměřit odezvu přímo od 0 Hz. Začínají od frekvencí řádově v desetinách Hz a samotná odezva také není použitelná při těchto počátečních malých frekvencích kvůli nelinearitě [16].

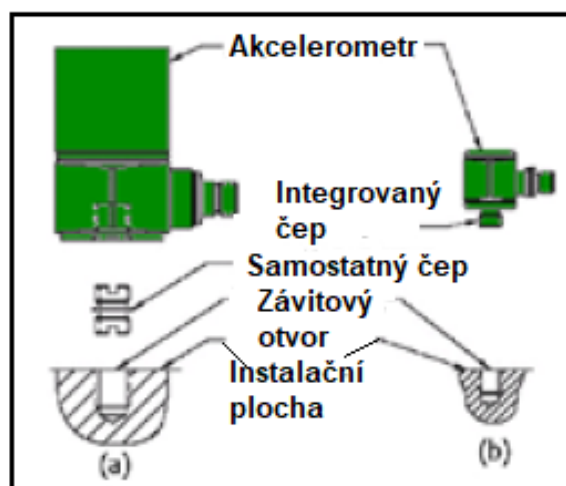
#### 4.2.2. Instalace akcelerometru

Instalace akcelerometru na měřený objekt hraje při měření stejně velkou roli jako výběr vhodného akcelerometru. I když zvolíme akcelerometr s ideálními vlastnostmi pro naše potřeby, výsledek měření může být zcela znehodnocen nevhodnou instalací. Metoda instalace, plochost instalovaného povrchu, či příprava povrchu může nezanedbatelně změnit výsledky měření, a to především při měření vysokých frekvencí. Různé metody instalace ovlivňují použitelný frekvenční rozsah

akcelerometru, a ne všechny metody lze použít pro jakýkoliv akcelerometr v kterémkoliv prostředí. Účinky metody instalace na výsledky je třeba brát v potaz, zvláště pokud se metoda instalace liší od metody použité pro kalibraci akcelerometru. [12]

### a) Závitový čep

První obecnou metodou je instalace pomocí závitových čepů. Tato metoda je ideální pro trvalé instalace díky své vysoké propustnosti vibrací z povrchu na akcelerometr. Čep může být vyrobený přímo jako součást akcelerometru nebo může být ve vyšroubovatelném provedení jako vlastní součást. Čep se pro spojení zašroubuje do závitové díry vyvrtané do měřené součásti. Je důležité, aby nedošlo k dotyku mezi spodkem čepu a koncem díry. Akcelerometr by měl být v kontaktu se součástí přes svoji základnu, přičemž plocha, na které dochází ke kontaktu, by měla být upravena podle specifikací výrobce akcelerometru. K vylepšení propustných vlastností spoje se používá mazivo, které vyplní mezery mezi základnou akcelerometru a instalační plochou. I když jsou akcelerometry se závitovými čepy ideální pro trvalé instalace, jsou v mnoha případech preferovány samostatné čepy místo integrovaných, protože v případě poškození čepu se nemusí vyměňovat celý akcelerometr ale pouze čep [12].



Obrázek 25: Porovnání spojení pomocí integrovaného čepu oproti samostatného čepu [12]

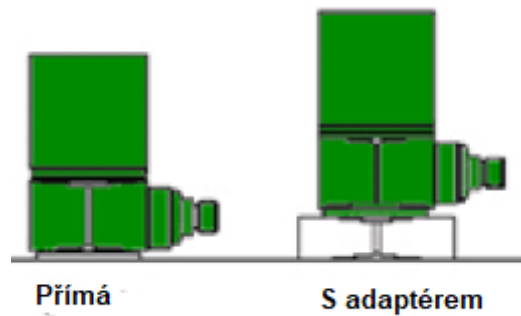
Pokud je akcelerometr instalován na tenkou stěnu a samotný akcelerometr je dostatečně veliký, může se použít k instalaci šroub se závit. Je opět důležité, aby nedošlo k opření konce šroubu o díru v akcelerometru.

### b) Adheze

Dalším možným způsobem instalace akcelerometru je pomocí lepidel. Tato metoda se používá v případech, kdy akcelerometr je příliš malý pro použití čepů. V praxi se používají různé druhy lepidel. Často se používají kyanoakrylátová lepidla, která tvrdnou velmi rychle a nepotřebují tlustou vrstvu pro vytvoření efektivního spoje. Další výhodou kyanoakrylátových lepidel je jejich snadné odstranění pomocí acetonu. Pro potřeby rychlé instalace nebo odinstalace akcelerometru se používají ke spojení tavné lepicí pistole. Takto vytvořený spoj však hůře přenáší měřené vibrace a používá



se pouze k vykonání rychlých testů. Výhodou spojením pomocí adheziv je, že není potřeba vyvrtávat do měřené součásti díru. Nevýhodou je těžší výměna přímo přilepeného akcelerometru. Pro tento problém se používají samostatné instalační adaptéry. Tyto adaptéry také chrání akcelerometr před poškozením a ucpáním jeho závitového otvoru lepidlem. [12]



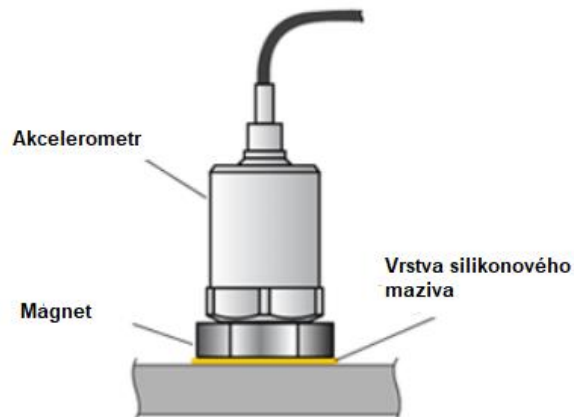
Obrázek 26: Adhezní metoda přímá a se samostatným adaptérem [12]

Nevýhodou této instalační metody je větší omezení frekvenčního rozsahu oproti závitovému čepu. I když mají různé druhy lepidla různou tuhost, obecně lze říct, že adhezní spoje nejsou tak tuhé jako spoje pomocí závitového čepu. Právě díky nižší tuhosti spoje dochází k tlumení přenášených vibrací, což vede ke zmíněnému snížení frekvenčního rozsahu. Výrobce akcelerometru kalibruje svůj výrobek s použitím konkrétního lepidla, proto je důležité řídit se jeho doporučeními pro správnost výsledků. Pro správnou instalaci je důležitá čistota povrchu a také tloušťka vrstvy naneseného lepidla. Při příliš silné vrstvě se lepidlo začne chovat jako pružina a dále zhorší přesnost měření [12]. Možnou alternativou k adheznímu spojení konvenčním lepidlem je spojení pomocí tenké vrstvy včelího vosku, která se přilepí na měřenou součást. Tento druh spoje vykazuje pouze menší snížení frekvenčního rozsahu, konkrétně příručka od Brüel a Kjær udává snížení frekvence rezonance z 31 kHz, při použití závitového čepu, na 29 kHz při spojení vrstvou vosku. Výhodou je také snadnost a rychlost instalace a odebrání akcelerometru. Tuto metodu však nelze používat při vysokých teplotách, jelikož s vyšší teplotou dochází ke změkčení vosku a tím opět zhoršení přesnosti měření. Maximální doporučená teplota okolí je 40 ° C [14].

### c) Magnet

Třetí možnou metodou instalace akcelerometru je pomocí permanentního magnetu. Tato metoda je velmi rychlá a jednoduchá, a proto se používá pro dočasné měření s přenosnými datovými analyzátory. Použití magnetů pro instalaci permanentních akcelerometrů se nedoporučuje, jelikož může za provoz dojít k posunutí akcelerometru. Při použití magnetu je také důležité dbát na samotnou instalaci, jelikož magnetická síla přitahující akcelerometr k součásti, může způsobit nečekaný prudký náraz poškozující akcelerometr. Magnetické adaptéry se také používají pro jejich izolační vlastnosti. Instalace akcelerometru s použitím magnetu způsobuje opět snížení frekvenčního rozsahu, a to více než při použití adheziv. Pro co nejmenší snížení frekvenčního rozsahu je důležité instalovat magnety na plochý předem připravený povrch. Doporučuje se nanést vrstvu maziva mezi měřenou

součást a magnetický adaptér. Existují magnety a adaptéry pro použití na křivé povrchy, ty však dále snižují frekvenční rozsah.



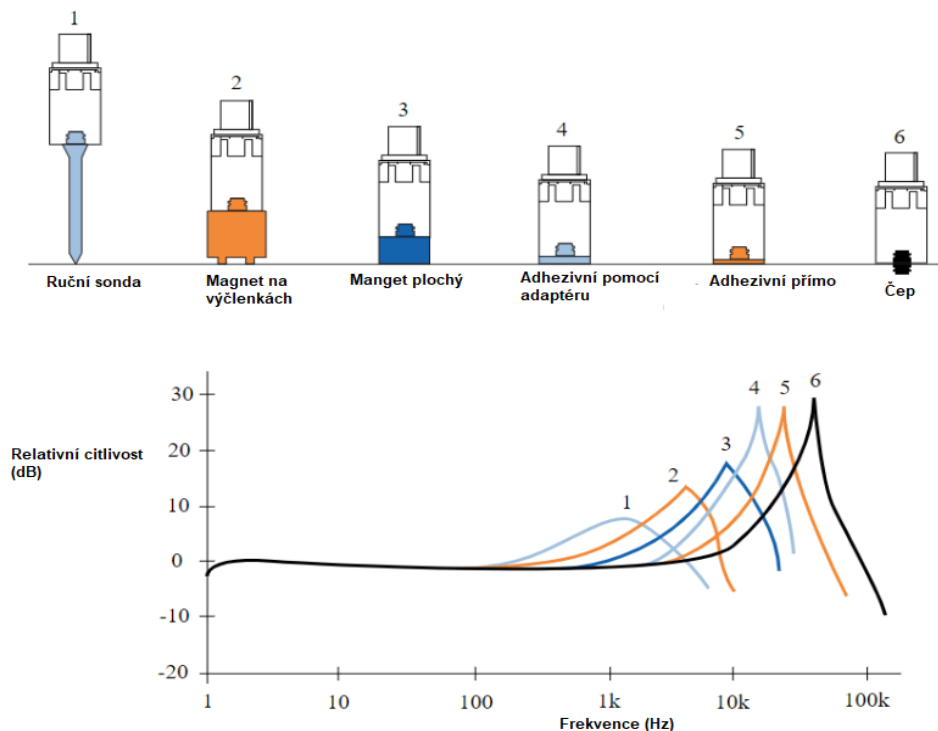
Obrázek 27: Spojení akcelerometru s měřenou součástí magnetem [17]

#### d) Ruční sonda

Posledním způsobem je akcelerometr s ruční sondou. Akcelerometr je připevněn k vršku sondy a ta je následně přitlačena ručně k měřené součásti. Tato metoda je výhodná pro měření částí, ke kterým se nejde snadno dostat, nebo na které z nějakého důvodu nelze přímo připevnit akcelerometr. Takovéto měření je velmi rychlé, ale zároveň velmi nepřesné. Frekvenční rozsah se u této metody běžně sníží až na 1 kHz. Nepřesnost je dána malou tuhostí lidské páže a nemožností zůstat perfektně v klidu při měření. Proto také nelze očekávat podobné výsledky při opakovaném měření [14].



Obrázek 28: Ukázka akcelerometru se sondou na ruční měření [18]



Obrázek 29: Porovnání různých metod instalace akcelerometru [19]

Na obrázku 29 je vidět porovnání zmíněných metod instalace akcelerometru, a to z hlediska jejich dopadu na frekvenční rozsah a relativní citlivost akcelerometr blízko jeho rezonanční frekvence. Je vidět, že pro nejlepší rozsah měřitelných frekvencí je vhodné použít k instalaci závitový čep. Následuje adhezní spojení, přičemž pro větší rozsah je lepší nanést lepidlo přímo mezi akcelerometr a instalační plochu součásti, místo použití samostatného adaptéru. I když mezi těmito metodami dochází vlivem útlumu vibrací k velkému poklesu horní hranice frekvenčního rozsahu, relativní citlivost měření poklesne relativně málo. Při spojení akcelerometru k součásti pomocí magnetu však dojde i k ztlačnějšímu poklesu relativní citlivosti.

Graf na obrázku také ukazuje, jak velký účinek má na rozsah typ magnetu. Akcelerometr s plochým magnetem, který je v kontaktu se součástí větší plochou, má rezonanční frekvenci v tomto případě okolo 10 kHz, zatímco magnet sedící na ploše pomocí dvou výběžků, má rezonanční frekvenci kolem 7 kHz. Poslední vykreslenou metodou je pomocí ruční sondy. Ta vykazuje rezonanci kolem 3 kHz, což odpovídá již zmíněné horní hranici frekvenčního rozsahu okolo 1 kHz. Z grafu lze taky vidět, že měření ruční sondou má třetinovou relativní citlivost oproti závitovému čepu. To se může zenzačátku zdát jako výhoda, jelikož to znamená, že se při ručním měření můžeme více přiblížit rezonanční frekvenci při zachování stejně malé chyby, ale tato frekvence je tak malá, že se v praxi tato snížená relativní citlivost nijak neprojeví.

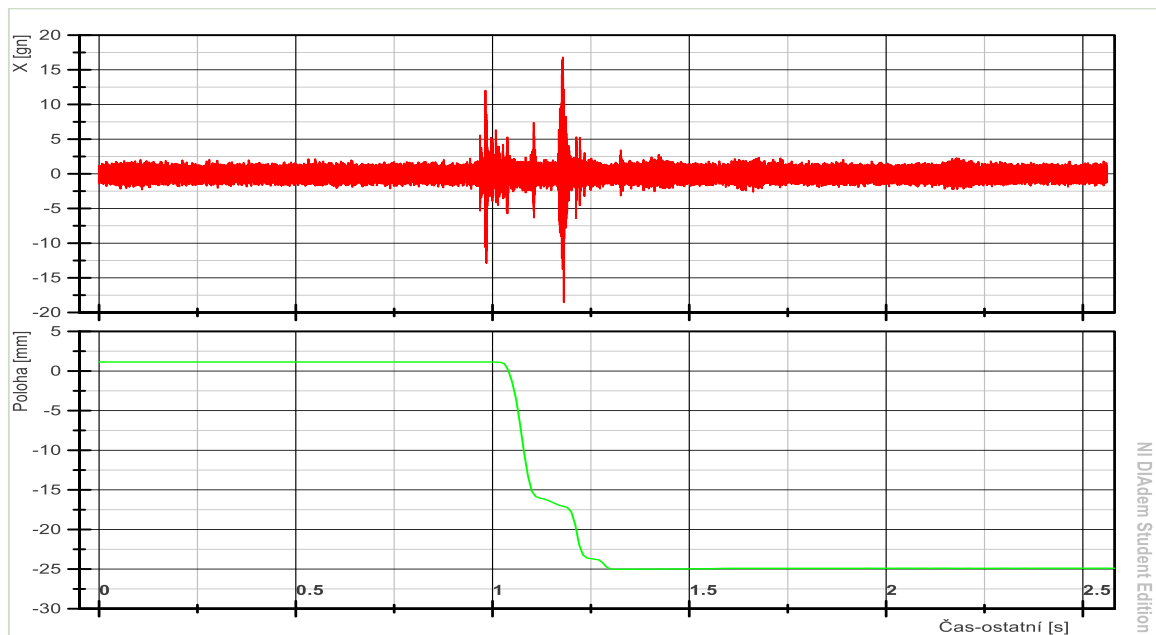
### 4.3. Metody analýzy signálu vibrací

V této kapitole budou uvedeny příklady základních metod pro analýzu naměřeného vibračního signálu. Metody byly zvoleny podle odkazované literatury a na základě konzultace ve firmě Kistler. Kromě jejich obecného popisu bude k vybraným metodám přidán příklad jejich aplikace na naměřená data. Tyto data byla získána měřeními vibrací při řazení na měřicím stanovišti v laboratořích ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na Julisce. Měření na stanovišti a jeho komponenty byl popsány v kapitole 3. Měření bylo provedeno na synchronizační spojce. K provedení metod analýzy signálu byla použita studentská verze programu DIAdem od firmy National Instruments. Veškeré grafy související s analýzou signálu byly taktéž vytvořeny v tomto prostředí. Pro vyzkoušení metod analýzy na různých signálech byly zvoleny tři odlišné průběhy naměřených vibrací. Tyto průběhy byly získány z akcelerometr číslo 1, zobrazeném na straně 22

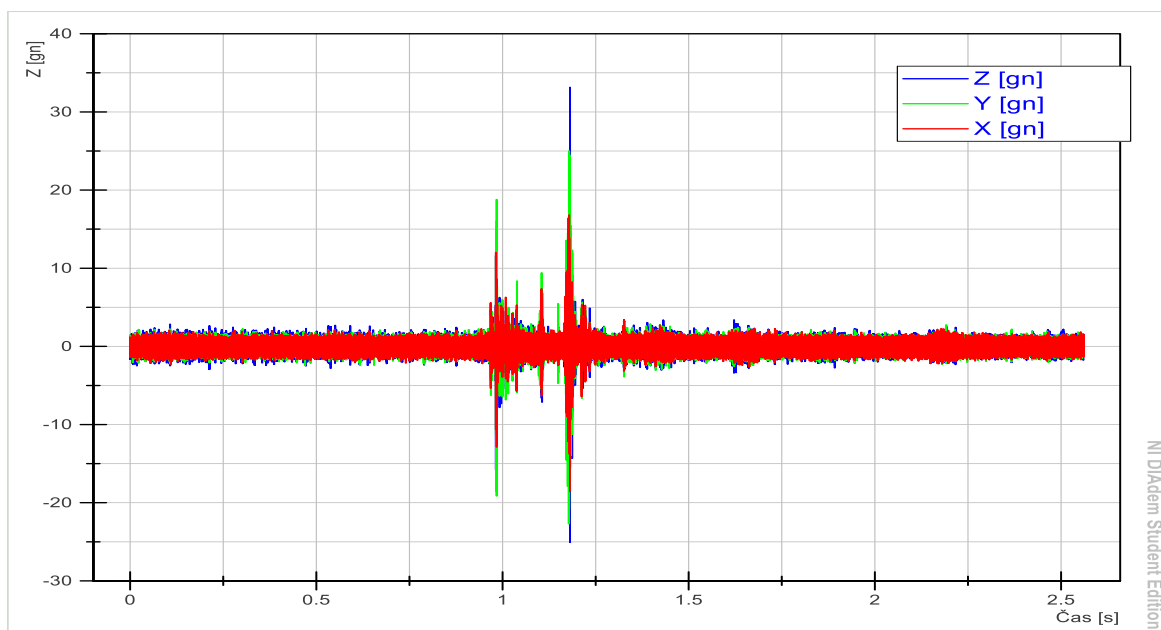
#### a) Signál 1

První průběh signálu odpovídá typickému průběhu očekávaného od řazení se synchronizační spojkou. Na obrázku 30 je vidět průběh naměřených vibrací do osy X tohoto typu signálu. Dále obrázek ukazuje změnu polohy řadícího elementu během řazení. Data byla naměřena při řazení z neutrálu do 3. řadícího stupně. Vstupní hřídel převodovky měla 1500 ot/min při řazení. Rozdíl otáček na řadící spojce byl nastaven na 150 ot/min, což odpovídá rozdílu zhruba 100 ot/min na vstupní hřídeli převodovky. Sepnutí eClutch bylo nastaveno na 5 mm (z rozsahu 0 až 25 mm, kde 0 je plně sepnuto a 25 je rozepnuto). Sepnutí 5 mm je pod záběrovým bodem, který se nachází kolem 8,3 mm.

V grafu závislosti polohy řadícího robotu na čase můžeme vidět, že řazení začíná zhruba sekundu po začátku měření dat a končí kolem 1,3 sekund. Dále je vidět charakteristická synchronizační část řazení, kdy řadící robot zpomalí, dokud nedojde k synchronizaci otáček. Jelikož jsou otáčky dostatečně malé, jsou v grafu vibrací rozeznatelné špičky vibrací v konkrétních bodech. První špička vibrací nastává ještě před začátkem řazení. Tyto vibrace jsou nejspíše způsobeny s nárůstem tlaku v řadícím robotu. Druhá menší špička nastává při začátku synchronizační fáze, a je nejspíše spojená s nárůstem momentového zatížení převodovky. Třetí největší špička nastává s koncem synchronizace otáček. Tyto vibrace jsou asi způsobeny kontaktem zubů a dorazem řazení.



Obrázek 30: Průběh prvního typu signálu (pouze osa X) v čase a poloha řadičího robotu v čase



Obrázek 31: Porovnání vibrací v měřených osách

Na obrázku 31 je zobrazeno porovnání naměřených vibrací v osách X, Y, a Z (pro připomenutí: osa Y je rovnoběžná s osou hřídele, osa X je svislá a osa Z je na tyto osy kolmá). V oblastech bez vibračních špiček jsou všechny tři kanály přibližně stejně velké. V prvních dvou špičkách jsou však vibrace do směru Y o něco větší než v ostatních dvou směrech. Na konci synchronizace otáček akcelerometr zachytil největší vibrace ve směru Z, a to přibližně dvakrát větší než ve směru X. Jelikož neexistuje jeden směr, ve kterém jsou vibrace znatelně větší než v ostatních směrech, nemůžeme zvolit jeden kanál vibrací, který by reprezentoval vibrace jako celek. Aby nebylo třeba analyzovat každý směr zvlášť, byli signály jednotlivých os u každého naměřeného typu vibrací převedeny na jeden resultant. Resultant tří směrů získáme:

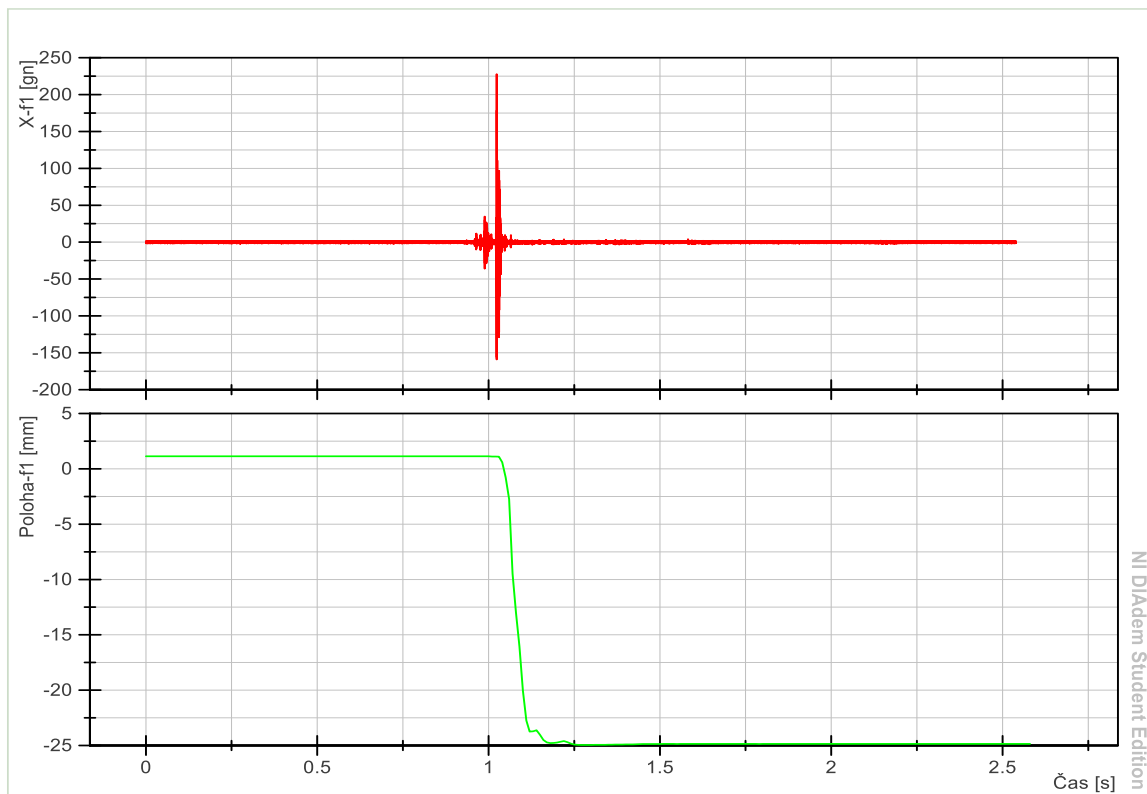
$$a_{Resultant} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$$

(7.)

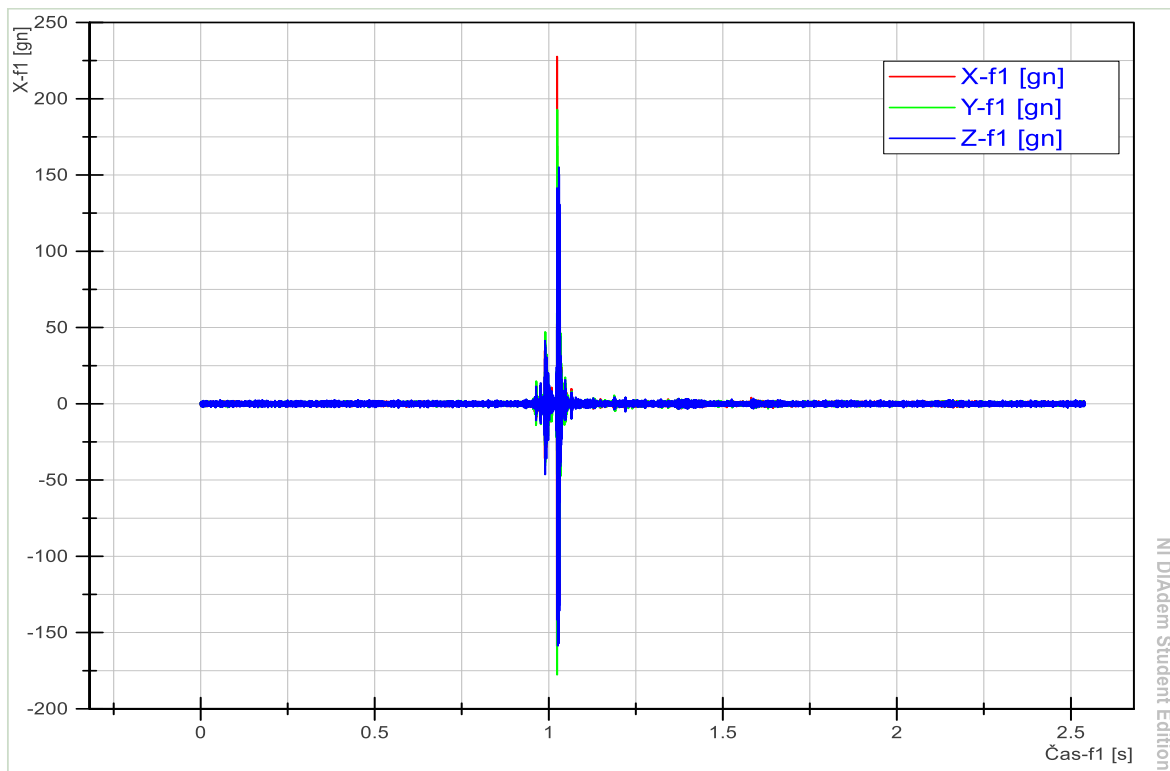
Kde  $a_x$ ,  $a_y$  a  $a_z$  jsou hodnoty zrychlení v určitém čase a  $a_{Resultant}$  je hodnota zrychlení resultantu v tom samém čase.

## b) Signál 2

Druhý typ signálu byl získán při stejných parametrech jako první. Na rozdíl od prvního však nedošlo při řazení k synchronizační fázi. Výsledkem tohoto „prořazení“ synchronizace je mnohem větší špička vibrací při začátku řazení než v prvním případě. Velikost zrychlení narostla až k 200 g, což je desetkrát více. Ostatní špičky jsou v porovnání s touto zanedbatelně malé. Jelikož nenastala fáze synchronizace, proběhlo celé řazení rychleji. Řadící robot se přestal pohybovat přibližně 1,25 sekund od počátku měření, což není o moc dříve než v první případě. K prodloužení času dochází na konci řazení, kde je z grafu vidět, že dochází k odskokům spojky. Tento průběh je více podobný průběhu při řazení zubovou spojkou bez synchronizace. Porovnání tohoto signálu s prvním by mohlo představovat analogii k porovnání vibrací zubové spojky a synchronizační spojky.



Obrázek 32: Průběh druhého typu signálu (pouze osa X) v čase a poloha řadícího robotu v čase



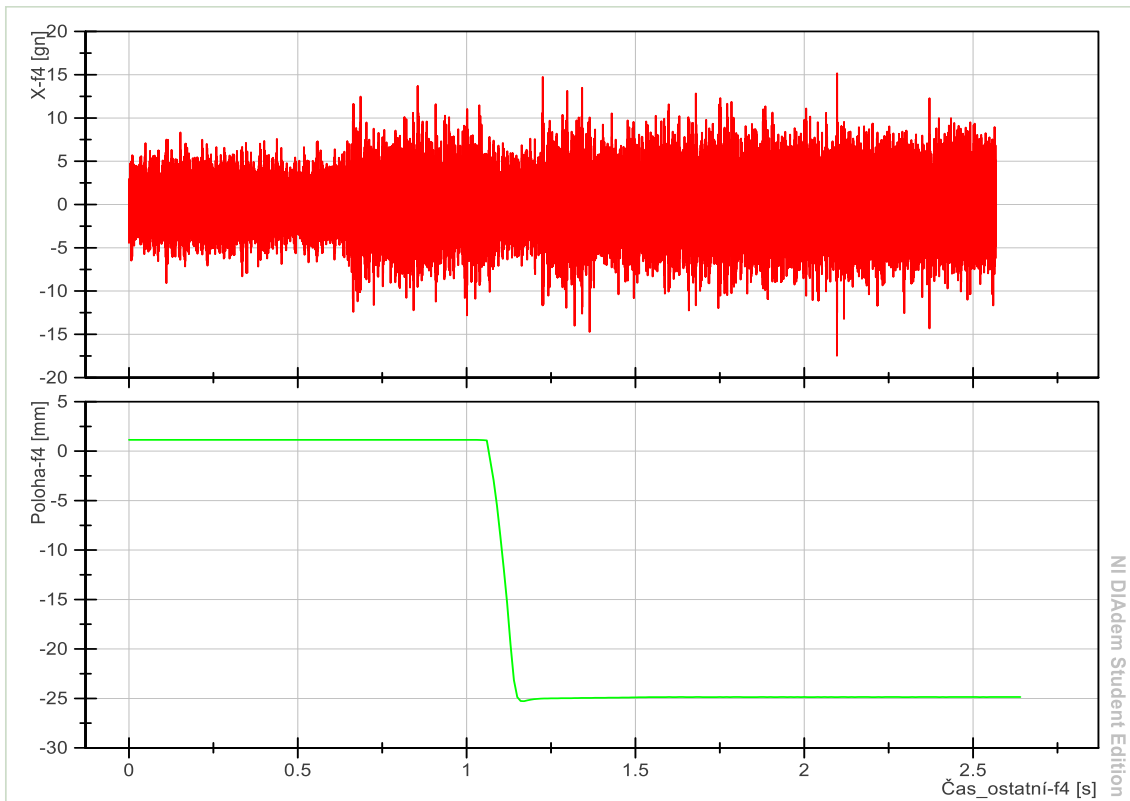
Obrázek 33: Porovnání vibrací druhého signálu v měřených osách

Z porovnání naměřených dat pro jednotlivé osy akcelerometru je vidět, že naměřená zrychlení jsou velmi podobná ve všech směrech. Pouze v nejvyšší špičce je opět jeden směr o něco větší než ostatní. V tomto případě ale naměřil akcelerometr nejintenzivnější vibrace ve směru X, a nejméně intenzivní ve směru Z.

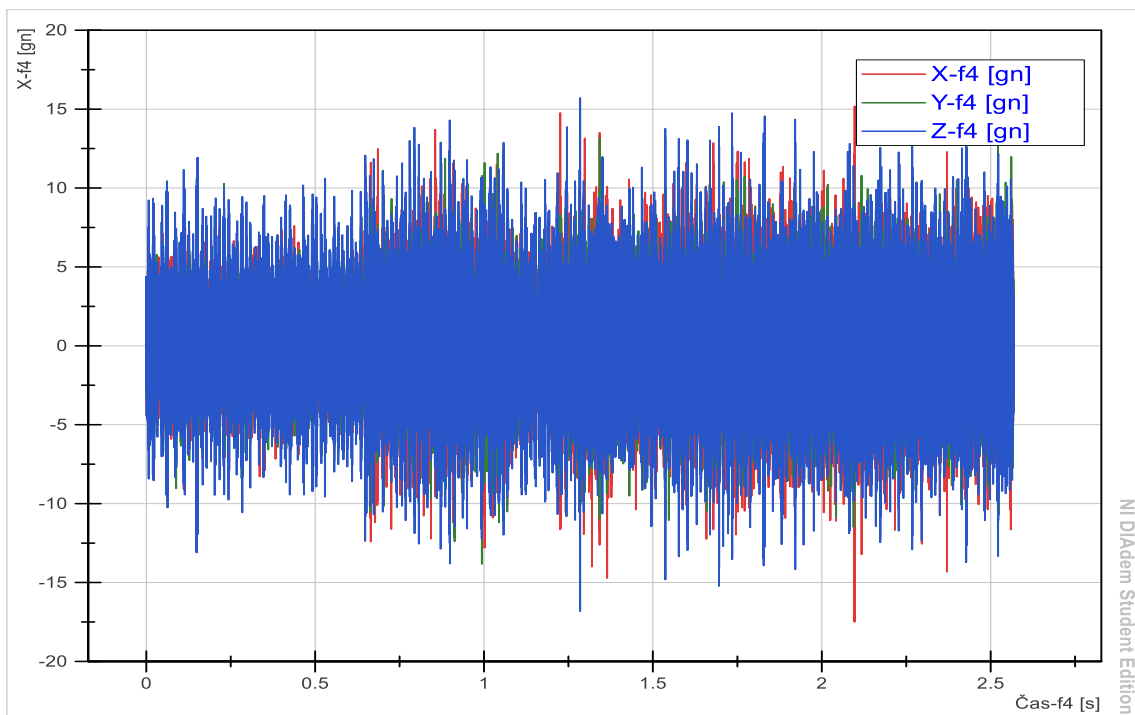
### c) Signál 3

Třetí a poslední vyhodnocovaný signál byl opět měřen při stejně nastavených parametrech jako první dva signály s dvěma výjimkami.

Signál byl měřen pro nastavené otáčky vstupní hřídele na 4500 ot/min, místo 1500 ot/min, a eClutch byl nastaven 8,6 mm, tedy kolem bodu záběru. Průběh signálu ukazuje, že při takto vysokých otáčkách jsou vibrace systému poměrně vyšší než u předchozích případů. Vibrace způsobené řazením nejsou v grafu skoro vidět. Pokud by byl eClutch více sepnut, byli by špičky vibrací při řazení více vidět, díky tlumení setrvačníku. Průběh polohy řadícího robotu je také skoro lineární, jako u druhého signálu, graf však nevykazuje žádné vysoké špičky ve vibracích na začátku řazení. Řazení proběhne rychleji než v předchozích případech a bez zřetelné oscilace při dorazu řazení.



Obrázek 34: Průběh třetího typu signálu (pouze osa X) v čase a poloha řadičího robotu v čase



Obrázek 35: Porovnání vibrací třetího signálu v měřených osách

Při srovnání jednotlivých os akcelerometru vyjdou v podstatě stejné naměřené signály. To odpovídá přechozím dvou porovnáním, kde jediné rozdíly mezi směry byly u špiček vibrací. U tohoto měření nejsou špičky rozeznatelné.



### 4.3.1. Úpravy signálů

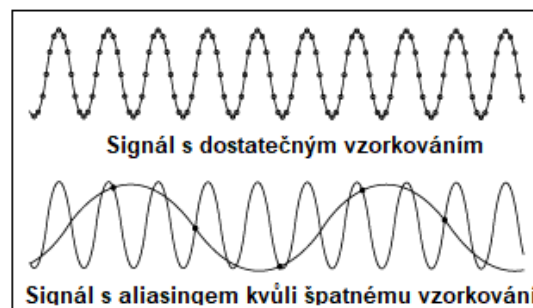
Před tím, než se mohly signály analyzovat pomocí dále popsaných metod, bylo nutné je upravit.

#### a) Časové oříznutí

První úprava bylo jejich časové oříznutí. Jelikož signály měření signálů nebylo prováděno vždy stejně dlouho, existují mezi signály nepatrné časové rozdíly. Měření dat také začalo zhruba o sekundu déle než samotné řazení na převodovce, které nás zajímá, a končilo opět o pár sekund po dokončení řazení. Pro sjednocení časových os signálu a zaměření se na řazení, byla časová osa oříznuta na 1 až 1,5 sekund. Řazení pokaždé začíná krátce po uplynutí 1 sekundy od začátku měření. Čas konec řazení se liší podle druhu signálu, všechny však končí před uplynutím času 1,5 sekundy.

#### b) Filtrace

Další úpravou signálů bylo použití digitálního filtru. Tato úprava souvisí s frekvencemi naměřeného signálu a použitou vzorkovací frekvencí pro získání dat. Podle Nyquistova teorému je k přesné rekonstrukci časově spojitého signálu pomocí sekvence diskrétních naměřených vzorků potřeba použít vzorkovací frekvenci alespoň dvakrát vyšší, než je nejvyšší frekvence složky měřeného signálu [12]. V praxi se používá frekvence zhruba pětikrát větší. Pokud není toto pravidlo dodrženo, dojde jevu, který se nazývá aliasing. Aliasing je jev, kde frekvence, které jsou vyšší než polovina vzorkovací frekvence, se zobrazí jako nižší frekvence. Velikost těchto nových frekvencí se rovná rozdílu mezi vzorkovací frekvencí a její původní hodnoty. [11]



Obrázek 36: Efekt malé vzorkovací frekvence na naměřený signál [20]

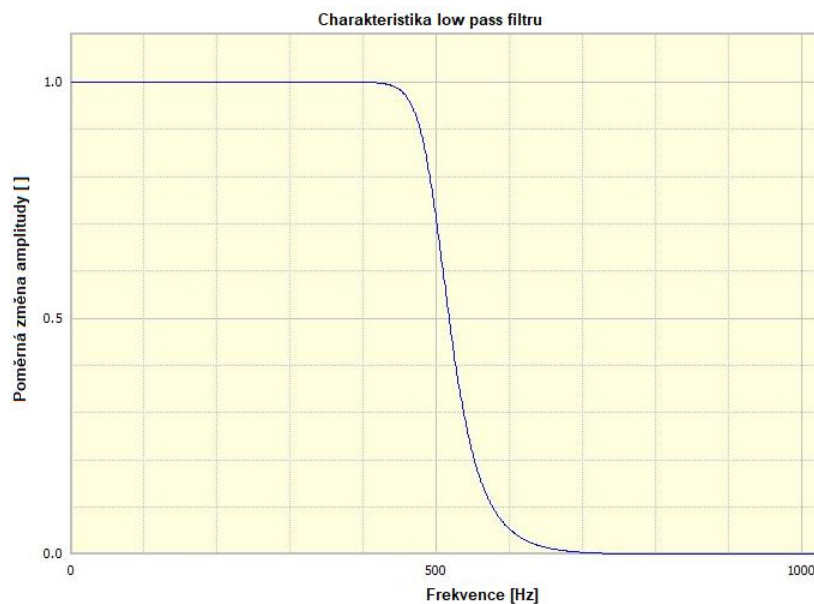
Vzorkovací frekvence byla nastavená při měření na 51 200 Hz, což bohatě pokrývá frekvence spojené s mechanickým řazením.

Existují však dva problémy. První je, že všechny reálné vibrace mají rozsah frekvencí nekonečně velký, tudíž vždy při měření dojde k nějakému aliasingu. Druhým je rezonanční frekvence akcelerometru. Použitý akcelerometr má doporučený frekvenční rozsah do 3000 Hz, což odpovídá rezonanční frekvenci okolo 9 000 Hz. Se vzorkovací frekvencí 51 200 Hz dojde k zaznamenání frekvencí kolem rezonanční frekvence akcelerometru. Tyto frekvence zkreslují výsledný průběh signálu díky zvýšené citlivosti akcelerometru v blízkosti rezonance. Digitální filtr umožňuje vyřešit oba tyto problémy. Filtr umožňují zaznamenání signálu jenom v určitém rozsahu frekvencí.

Existují 4 základní druhy filtru:

- Low pass filtr – umožňuje průchod pouze frekvencí nižších než nastavená mezní frekvence
- High pass filtr – umožňuje průchod frekvencí větších než mezní frekvence
- Band pass filtr – umožňuje průchod frekvencí v nastaveném pásmu
- Band stop filtr – umožňuje průchod frekvencí mimo nastavené pásmo

Přechod mezi propouštěným frekvencemi a zamítnutými není okamžitý. Na hranicích filtrů dochází k postupnému zvyšování/snižování amplitudy složek signálu. Pokud je mezní frekvence u low pass filtru nastavená na 100 Hz znamená to, že složka signálu při 100 Hz má sníženou svoji amplitudu na 70 % její původní hodnoty.



Obrázek 37: Charakteristika low pass filtru blízko mezní frekvence [12]

K úpravě signálu byl tedy použit low pass filtr nastavený na mezní frekvenci 3000 Hz. Jak je vidět z charakteristiky na obrázku obrázek 37, filtr propustí i frekvence o trochu vyšší než 3000 Hz, jejich amplituda je však snižena, a tím i jejich význam při analýze signálu.

Jakmile byli zkráceny a filtrovány všechny 3 signály, byly připravené k analýze. Metody analýzy lze podle toho, s jakou formou signálu pracují, rozdělit do 2 kategorií.

- Metody analýzy v časové doméně
- Metody analýzy ve frekvenčním spektru

### 4.3.2. Analýza v časové doméně

Tyto metody pracují s amplitudou či fází signálu zobrazeného v časové ose. Zobrazení signálu v čase se může jevit jako přirozené, jelikož většinou bývá tímto způsobem signál nejdříve naměřen a posléze případně dále zpracován. Zobrazení v časové doméně mnohdy umožňuje rychlé určení změny v měřeném signálu, například u poruch měřené soustavy způsobující krátké a silné impulsy vibrací. Časová

analýza signálu také umožňuje určit u rotujících prvků (např. hřídele) přítomnost vibrací, které nejsou synchronizované s jejich původní vibrací.

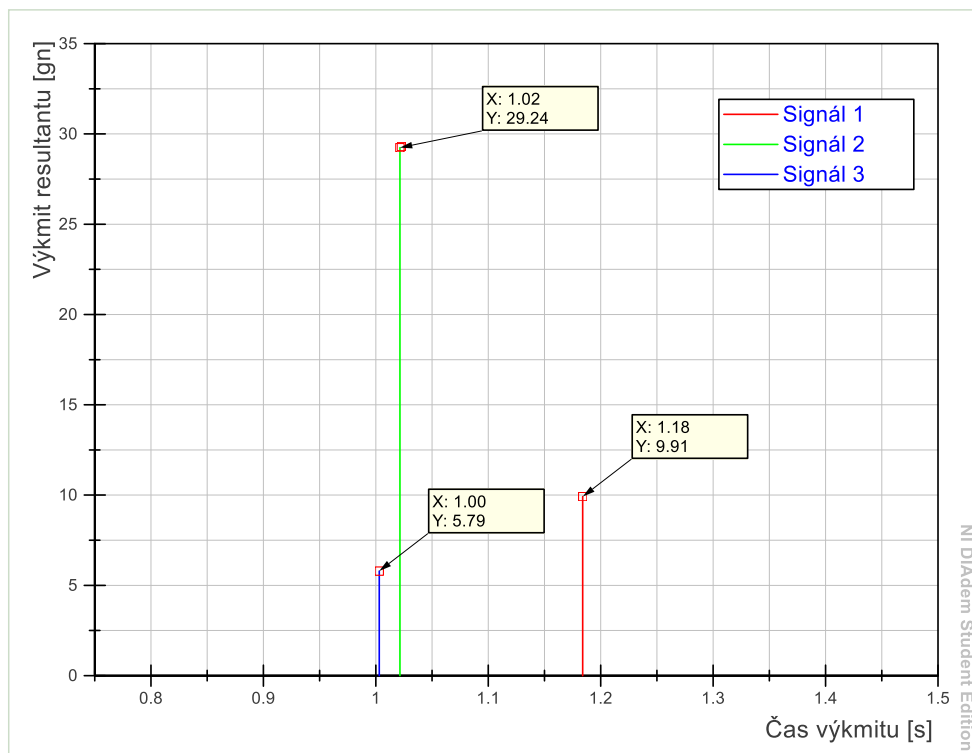
I když zobrazení signálu v čase je intuitivní a může vést k rychlému odhalení chyby měřené části, nebo jejího stavu při měření, není vždy snadné diagnostikovat příčinu chybového signálu. Zobrazení signálu v čase také není moc užitečné, pokud jev nebo chyba, která nás zajímá, není zřetelně vidět na naměřené křivce vlivem velikosti okolních vibrací. Tento případ odpovídá třetímu typu signálu (obrázek 34). K popisu samotného signálu v časové doméně se používají zejména indexy.

Indexy slouží k popisu signálu pomocí jediného čísla určeného podle různých metod, které záleží na konkrétním indexu. Jelikož se indexy zaměřují na konkrétní vlastnost signálů, většinou k něstačí k smysluplnému popisu signálu a bývá výhodné k popisu použít více indexů najednou.

Nejjednodušší index popisující signál je hodnota **výkmitu (peak)** neboli vrcholu signálu. Výkmit udává polovinu rozdílu mezi nejvyšší úrovní a nejnižší úrovní naměřeného signálu. Podobný index výkmitu je **rozkmit (peak to peak)**, který se používá u signálů s negativními hodnotami amplitud. Rozkmit určuje rozdíl mezi nejvyšší kladnou a nejnižší zápornou amplitudou. Výkmit signálu lze zapsat jako [21]:

$$A_v = \max(A) \tag{8.}$$

kde  $A$  je soubor všech naměřených hodnot amplitudy signálu ve zkoumaném časovém pásmu,  $A_v$  je hodnota výkmitu.



Obrázek 38: Porovnání hodnot výkmitu

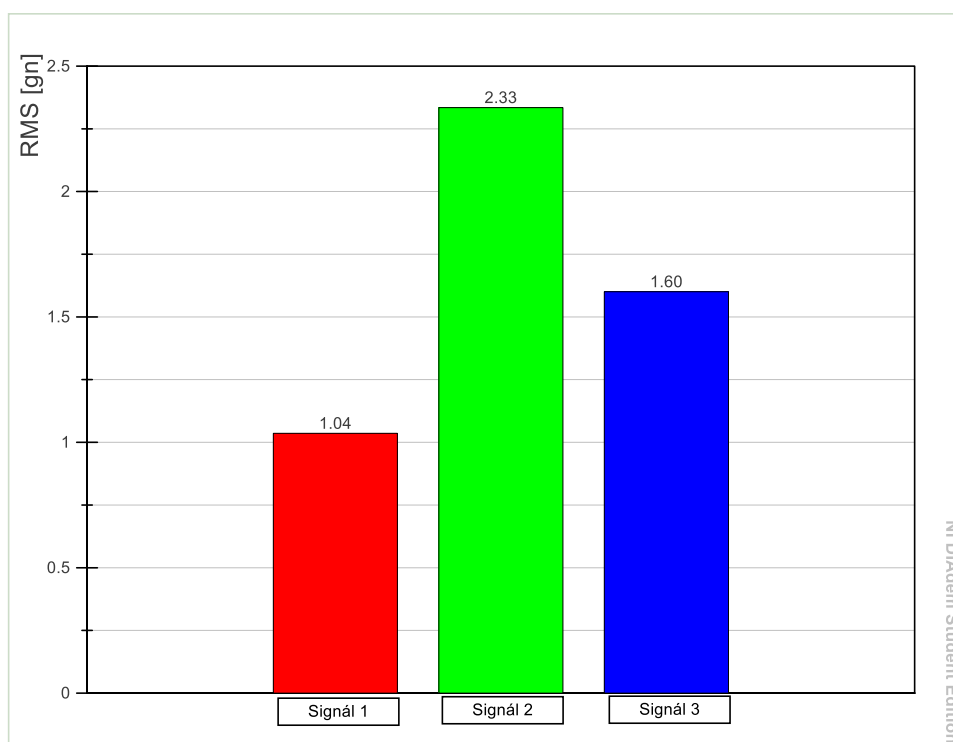
Na obrázku 38 jsou vidět hodnoty výkmitu jednotlivých signálů a čas kdy nastaly. Výkmit samotný je určen pouze číselnou hodnotou vrcholu. Můžeme vidět, že výkmit dobře zobrazuje velkou vibraci druhého signálu spojenou s přeskočením synchronizační fáze řazení.

Problém však nastává u signálu číslo 3. Při zkoumání signálu pouze pomocí hodnoty výkmitu by vycházelo, že vibrace u signálu 3 byly méně intenzivní než u signálu 1. Ve skutečnosti však signál 3 byl měřen při vyšších otáčkách než signál 1 a je charakterizován vysokou intenzitou okolních vibrací převodovky, který sníží zřetelnost vibračních špiček způsobených řazením.

Dalším indexem běžně používaným k popisu signálu v časové doméně je RMS. **RMS (Root Mean Square)** je efektivní hodnota vibrací. Česky se také používá výraz kvadratický průměr. Tento index představuje druhou odmocninu z aritmetického průměru druhých mocnin naměřených hodnot vibrací. Matematicky ho lze zapsat jako:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N [A(n)]^2}{N}} \quad (9.)$$

Kde  $A(n)$  je  $n$ -tá naměřená hodnota vibrací v čase a  $N$  je celkový počet diskrétních naměřených bodů v čase. Na rozdíl od výkmitu, který udává hodnotu pouze pro jeden konkrétní bod, RMS bere v potaz všechny naměřené body signálu v čase a dělá z nich průměr. Takže i když je výstup RMS opět jediné číslo, toto číslo odpovídá i průběhu signálu. Fyzikální analogií pro RMS je „mechanický výkon“ naměřeného signálu. Pro představu RMS se používá pro výpočet stejnosměrného napětí s ekvivalentním výkonem jako dané střídavé napětí [21].



Obrázek 39: Porovnání RMS

Obrázek 39 ukazuje hodnoty RMS pro zkoumané signály. Lze vidět, že na rozdíl od výkmitu, dává RMS větší hodnotu pro signál číslo 3 oproti signálu 1. I když RMS přidalo větší hodnotu signálu 3, stále nejvyšší hodnotu má signál 2. Špička vibrací u signálu 2 je natolik vysoká, že zvýšila jeho RMS na více jak dvojnásobnou hodnotu oproti signálu 3.

Problém RMS je jeho nevhodnost pro porovnávání různých typů signálů. Dva signály mohou mít velmi podobné RMS, jejich průběh může být však velmi odlišný. Další problém RMS se týká signálu 3, kde RMS sice bere v úvahu zvýšené vibrace převodovky, avšak nijak nám nepomáhá k popisu vibrací způsobené samotným řazením. Z těchto důvodů se RMS používá hlavně k zhodnocení ustálených signálů s podobným průběhem vibrací v čase.

Alternativou k RMS je **střední absolutní hodnota signálu (average absolute value)**. Tento index bere v potaz časový průběh naměřeného signálu podobně jako RMS, nevztahuje však svoji hodnotu k počtu naměřených diskrétních bodů v čase, nýbrž k periodě signálu [11]:

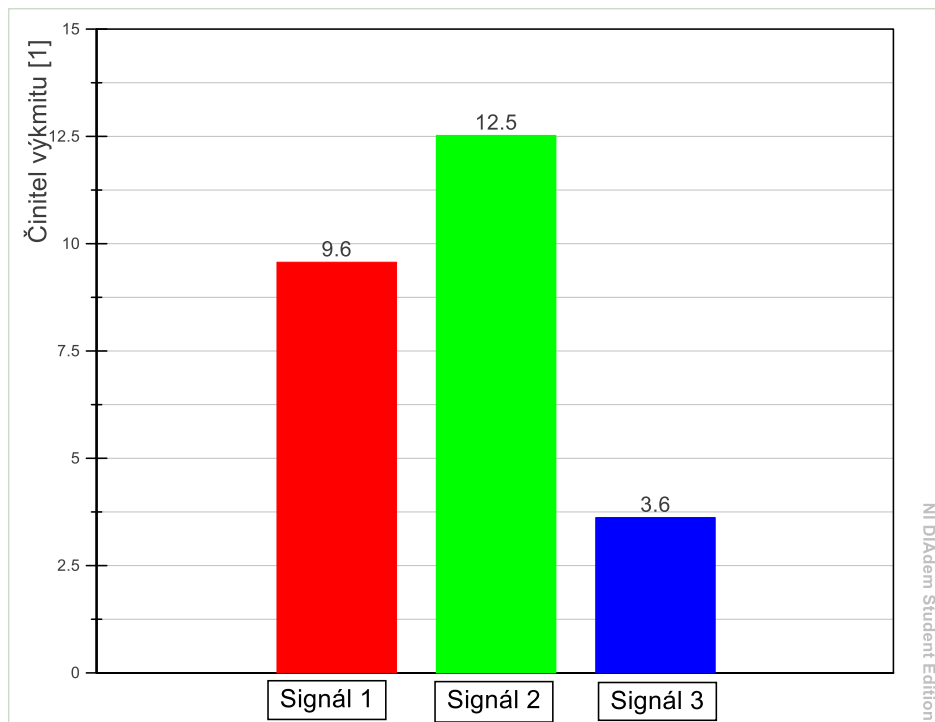
$$A_{abs} = \frac{1}{T} \int_0^T |a(t)| dt \quad (10.)$$

Kde  $A_{abs}$  je střední absolutní hodnota signálu,  $T$  je perioda signálu,  $a(t)$  je okamžitá hodnota signálu v čase  $t$ . U náhodných vibrací nelze použít tuto metodu, jelikož se v čase neopakují a nemají tudíž periodu. Místo toho lze použít upravenou verzi, kde hodnoty signálu integrujeme v daném časovém pásmu a integrál následně dělím délkou toho pásma [11].

Často používaným indexem v časovém pásmu je **Činitel výkmitu (Crest factor)**. Činitel výkmitu je definován jako poměr mezi výkmitem signálu a hodnotou jeho RMS.

$$C_v = \frac{A_v}{RMS} \quad (11.)$$

Činitel výkmitu tedy udává poměr mezi nejvyšší hodnotou vibrací a střední hodnotou výkonu vibrací. Čím vyšší číslo tím více impulzivní je naměřený signál [21].



Obrázek 40: Porovnání Činitele výkmitu

Z obrázku 40 lze vidět, že Činitel výkmitu přiřazuje vyšší hodnotu signálu 1 oproti signálu 3. To je výsledkem vysoké špičky signálu 1 a vyšší hodnoty RMS signálu 3. Činitel výkmitu je výhodný pro popis signálu, jelikož zohledňuje dvě různé charakteristiky. Pokud tedy známe Činitel výkmitu různých signálů a třeba jejich RMS, můžeme je mnohem lépe mezi sebou porovnávat bez potřeby jejich grafických zobrazení, než pokud bychom znali pouze jejich výkmity.

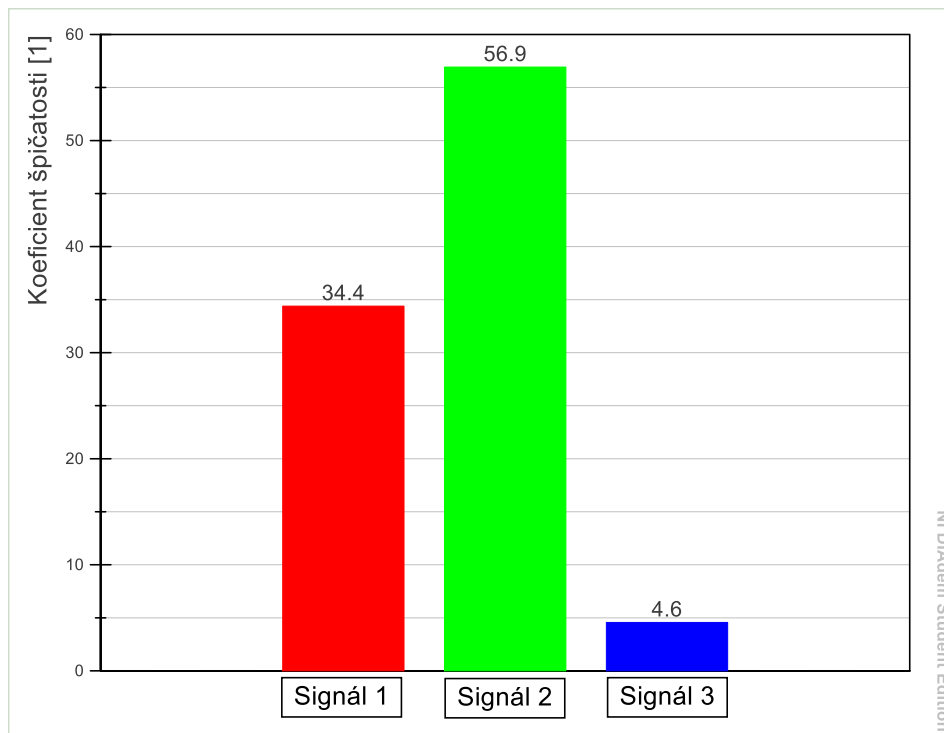
Podobně jako pro RMS existuje pro Činitel výkmitu podobný index. Tento index se nazývá **Činitel tvaru (Form factor)** a udává poměr mezi RMS hodnotou signálu a průměrem jeho absolutních hodnot [11].

$$C_f = \frac{RMS}{A_{abs}} \quad (12.)$$

Poslední metodou analýzy signálu v časovém zobrazení, která bude zmíněna, je takzvaný **Koeficient špičatosti**. Na rozdíl od dříve popsany indexů je Koeficient špičatosti statistická metoda popisu signálu. Udává normalizovaný čtvrtý statistický moment signálu. Matematický zápis Koeficientu špičatosti je:

$$K = \frac{\sum_{n=1}^N [A(n) - \mu]^4}{N \times (\sigma^2)^2} \quad (13.)$$

Kde  $N$  je opět celkový počet vzorků,  $A(n)$  jsou hodnoty signálu pro jednotlivé vzorky  $n$ ,  $\mu$  je střední hodnota signálu (lze chápat jako statisticky očekávanou hodnotu signálu) a  $\sigma$  je směrodatná odchylka signálu [21]. Koeficient špičatosti se používá podobně jako Činitel výkmitu. Slouží k určení impulzivity signálu.



Obrázek 41: Porovnání Koeficientu špičatosti

Obrázek 41 ukazuje podobný výsledek jako Činitel výkmitu, jenom došlo k nárůstu hodnot u prvních dvou signálů, zatímco signál 3 zaznamenal jenom nepatrné zvýšení hodnoty. Tento nárůst hodnot je získán zvýšením signálu na čtvrtou mocninu. Koeficient špičatosti může nabývat obecně i záporných hodnot. Jeho nulová hodnota odpovídá signálu, který je totožný s normální rozložením. Kladné hodnoty mají signály se „špičatějším“ průběhem než normální rozložení [21].

### 4.3.3. Analýza ve frekvenční doméně

Kromě zobrazení signálu v čase lze signál také zobrazit jako závislost jeho amplitudy na frekvenci. Jakýkoliv reálný signál vibrací lze převést na kombinaci různých sinusových signálů, každých s určitou frekvencí. Ve frekvenčním zobrazení signálu potom je každá tato unikátní sinusovka zobrazená jako vertikální čára s vlastní amplitudou.

Jelikož bývá vibrační signál zaznamenáván v čase, je potřeba ho do frekvenčního zobrazení převést. K tomu se používá matematický aparát nazývaný Fourierova transformace (FT). Fourierova transformace převádí signál z časové závislosti na frekvenční pomocí harmonických funkcí sinus a cosinus. Matematicky lze Fourierovu transformaci zapsat jako:

$$F(f) = \int_{-\infty}^{\infty} (f(t) \cdot e^{-i2\pi ft}) dt \quad (14.)$$

$f(t)$  je původní časově závislý signál,  $F(f)$  je signál po transformaci,  $i$  je imaginární jednotka definovaná:

$$i = \sqrt{-1}$$

( 15.)

Z rovnice je vidět, že Fourierova transformace je nekonečně velký integrál ze spojitě funkce. Při měření však převádíme vibrace na signál pomocí pravidelného zaznamenávání konkrétních hodnot napětí na akcelerometru s určitou vzorkovací frekvencí. Výsledkem je signál tvořený ze soustavy diskretních bodů, tudíž není spojitý. Proto se místo normální Fourierovy transformace používá diskretní Fourierova transformace (DFT). Rovnice pro diskretní Fourierovu transformaci je:

$$F(f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f(n) e^{-i \frac{2\pi f n}{N}}$$

( 16.)

Kde N je celkový počet časových vzorků signálu, n konkrétní vzorek signálu. Čas signálu f(n) naměřený pro vzorek n lze určit jako:

$$t = n \cdot \Delta t$$

( 17.)

kde  $\Delta t$  je časový krok mezi vzorky daný vzorkovací frekvencí.

V praxi se místo DFT používá k převedení signálu na frekvenční spektrum rychlá Fourierova transformace (Fast Fourier Transform – FFT). FFT není nový druh Fourierovy transformace jako je DFT od původní FT, pouze rozdílná metoda výpočtu DFT. FFT umožňuje snížení počtu potřebných kalkulací, a to z  $2N^2$  (DFT) na  $2N \log(N)$  operací pro N diskretních časových bodů. Logaritmus má základ 2.

Uvedené příklady se týkaly takzvané dopředné Fourierovy transformace, u které transformuje data z časové závislosti na frekvenční. Existuje však také zpětná Fourierova transformace, která nám umožňuje převést data z frekvenční domény do časové. Matematické zápisy zpětné FT a DFT (FFT) jsou:

$$f(t) = \int_{-\infty}^{\infty} (F(f) \cdot e^{-i2\pi ft}) df$$

( 18.)

$$f(n) = \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} F(f) e^{-i \frac{2\pi f n}{N}}$$

( 19.)

Díky diskretní vlastnosti FFT existují omezení naměřeného signálu, se kterými je třeba pracovat. Tato omezení jsou v:

- Frekvenčním rozsahu
- Frekvenčním rozlišení
- Dynamickým rozsah
- Rychlosti kolekce dat [22]



Tyto vlastnosti signálu lze nastavovat pomocí 2 parametrů. A to počtem naměřených bodů  $N$  a vzorkovací frekvencí  $f_{vzor}$ . Z těchto parametrů plyne celková doba měření  $T_c$ .

$$T_c = \frac{N}{f_{vzor}} \quad (20.)$$

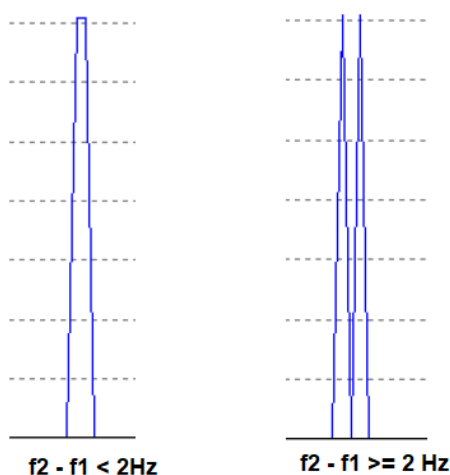
Dále už můžeme určit frekvenční rozsah našeho signálu, a to pomocí vzorce:

$$f_{max} = \frac{N}{T \cdot 2,56} \quad (21.)$$

Použijeme-li tento vzorec pro naše ukázkové signály, které byly oříznuty na  $T_c = 0,5$  s, se vzorkovací frekvencí 51 200 Hz, dostaneme  $N = 25\,600$  vzorků a frekvenční rozsah  $f_{max} = 20\,000$  Hz. Proto byly naměřené signály nejprve filtrovány lowpass digitální filtrem, aby došlo k analýze pouze frekvencí doporučených výrobcem akcelerometru. Frekvenční rozlišení signálu lze vypočítat:

$$\Delta f = \frac{f_{max} \cdot 2,56}{N} = \frac{1}{T_c} \quad (22.)$$

Konstanta 2,56 se liší od hodnoty 2 danou Nyquistovým teorémem. Tento rozdíl je díky nepřesnosti Anti-Aliasing filtrů, přičemž číslo 2,56 je zavedená konvence z praxe [22]. Pro analyzované signály získáme frekvenční rozlišení 2 Hz. To znamená, že dva různé frekvenční komponenty se zobrazí ve frekvenčním zobrazení signálu jako samostatné špičky, pouze pokud je mezi nimi rozdíl alespoň 2 Hz.



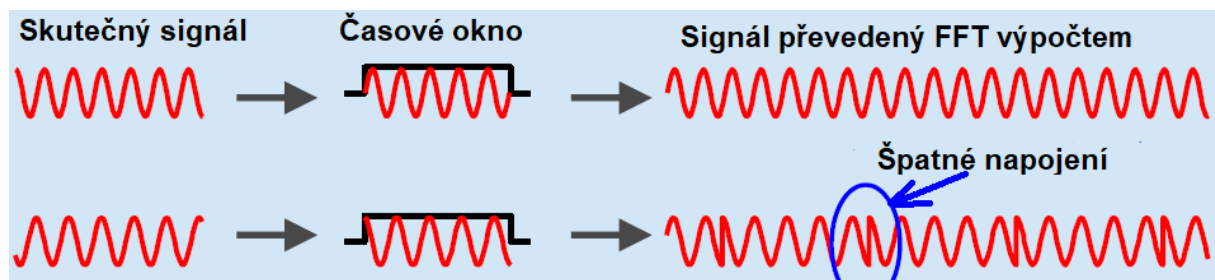
Obrázek 42: Zobrazení dvou frekvencí, které jsou od sebe blíže(nalevo) než rozlišení a dále(napravo) než rozlišení [22]

### a) Časové okno

Vlastností FFT, kterou je potřeba brát v úvahu, je předpoklad analyzátorů, že transformované signály jsou periodické a nekonečně dlouhé. Časový záznam vibrací

je nejprve vynásoben funkcí časového okna, která má délku rovnu časové délce záznamu. Z takto vzniklé segmentu je následně vytvořena dokola se opakující smyčka [11]. Předpoklad je takový, že v místě připojení na původní signál dojde k plynulému přechodu bez změny průběhu křivky. To je však u reálných signálů v podstatě nemožné. Výsledkem je nesprávné zaznamenání frekvencí, které nejsou násobkem  $1/T_c$ , tedy v našem případě násobkem 2 Hz, u kterých dojde ke špatnému napojení na původní záznam.

Toto vede ke vzniku nových frekvencí ve spektru signálu, které se však ve skutečných vibracích neobjevují. Tento jev se nazývá spektrální prosakování signálu (spectral leakage) [15].



Obrázek 43: Ideální převedení signálu oproti chybnému [22]

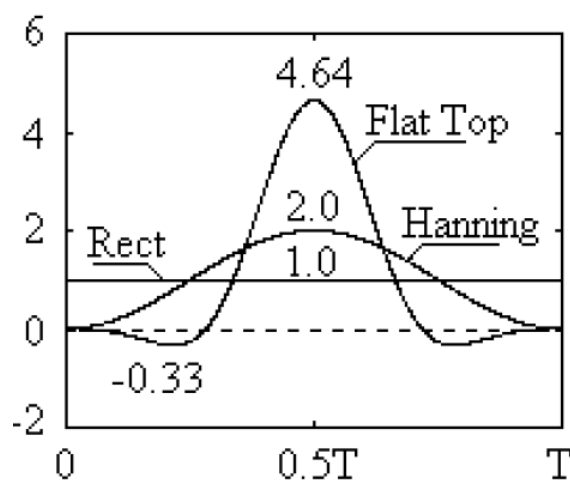
Tyto chyby plynoucí z omezené délky záznamu lze částečně kompenzovat zvolením vhodného tvaru časového okna. Použitím časového okna se rozumí násobení původního časového záznamu funkcí o konečném času, jejichž amplituda se v čase většinou pozvolna mění. Takže časová okna dávají různou váhu různým částem záznamu signálu, čímž snižují vliv nepřesností. Existuje mnoho druhů časových oken, přičemž k popisu jejich účinku na signál se používá šířka pásma šumu (window factor) [22]. Šířka pásma šumu říká, jak použití časového okna ovlivňuje frekvenční rozlišení signálu, přičemž bývá vyjádřena jako násobek původního frekvenčního rozlišení spektra. Šířku pásma šumu lze také interpretovat jako poměr výkonů přeměněného signálu k výkonu výchozího signálu [15].

Nejjednodušším časovým oknem je **Obdélníkové okno (Rectangular)**. Obdélníkové časové okno dává stejnou váhu všem částem záznamu, takže jeho efekt je v podstatě stejný, jako kdybychom signál neupravovali. Použití obdélníkového časového okna ukazuje obrázek 43. Obdélníkové časové okno se využívá hlavně u neperiodických signálů jako jsou nárazy a přechodné signály. Šířka pásma šumu je u obdélníkového časového okna rovna 1 takže nedojde k navýšení výkonu signálu. Obdélníkové časové okno má tedy nejlepší frekvenční rozlišení ze všech oken, zároveň však nezmírňuje spektrální prosakování signálu. To také vede ke špatné přesnosti amplitud frekvenčních složek [23].

Dalším typem časového okna je okno **Hanning**. U tohoto časového okna dochází k pozvolnému nárůstu váhy od nulové hodnoty na krajích až po nejvyšší hodnotu uprostřed okna. Toto časové okno patří k nejpoužívanějším, díky své dobré kombinaci vlastností. Má šířku pásma šumu rovnu 1,5, což znamená, že frekvenční rozlišení není tak dobré jako u obdélníkového okna, je však stále lepší než u mnoha dalších typů oken [22]. Díky svému tvaru je okno Hanning dobré k potlačení

spektrálního prosakování. Jeho nevýhodou je zkreslení amplitud frekvencí, kde maximální chyba se pohybuje kolem 15 %. Okno Hanning se používá u náhodných signálu, u kterých si nejsme jisti jejich vlastnostmi [23].

Posledním typem časového okna, které stojí za zmínění, je **Flat Top**. Flat Top má na první pohled průběh velmi podobný oknu Hanning. Také začíná a končí na nulové hodnotě, na rozdíl od okna Hanning však jde ze začátku do záporných hodnot. Okno Flat Top také přiděluje svému vrcholu vyšší váhu než Hanning. Výsledkem je časové okno, které relativně dobře potlačuje spektrální propusti a má velmi dobrou přesnost amplitud. Amplitudová chyba při použití okna Flat Top se pohybuje pouze kolem 1 % [22]. Jeho nevýhodou je špatné frekvenční rozlišení. Šířka pásma šumu je 3,77. Flat Top je dobré používat u periodických (nejlépe harmonických) signálu, u kterých známe frekvenční složky a více nás zajímají hodnoty amplitud [23].



Obrázek 44: Zobrazení časových oken Hanning, Flat Top a Obdélníkového [15]

**Podle těchto vlastností bylo pro FFT analyzovaných signálů zvoleno okno Hanning.**

Signály nejsou periodické, ani to nejsou čistě nárazy nebo přechodné děje. Jsou to náhodné signály, a jak už bylo zmíněno, pro ně se většinou používá okno Hanning. Při konzultaci ve firmě Kistler bylo toto okno také doporučeno.

## b) Typy amplitud

Při použití FFT je třeba si kromě časového okna také zvolit funkci neboli typ amplitudy. FFT algoritmus z původního signálu vytvoří 2 sady dat. Jedna sada představuje reálnou část ( $R$ ), druhá imaginární část ( $I$ ) transformovaného signálu. Z těchto dvou částí se následně určí konkrétní typ amplitudy. Nejzákladnějším a nepoužívanějším typem je vrcholová amplituda. **Vrcholová amplituda** je dána:

$$\text{Vrcholová amplituda} = \sqrt{R^2 + I^2} \quad (23.)$$

Vrcholová amplituda má stejné jednotky jako dílčí složky  $R$  a  $I$ , v našem případě tedy g.

Dalším typem amplitudy je **RMS amplituda**. Ta se dá vypočítat z rovnice:

$$RMS\ amplituda = \frac{\sqrt{R^2 + I^2}}{\sqrt{2}} \quad (24.)$$

Jednotka RMS amplitudy je stále g. Je nutné podotknout, že se v tomto případě nejedná o RMS hodnotu celého signálu jako u předem zmíněného index, nýbrž jde pouze o „efektivní“ hodnotu každého diskretních bodů, tvořící frekvenční spektrum signálu. Oproti vrcholné amplitudě dojde pouze k vydělení hodnot  $\sqrt{2}$ , průběh křivky zůstane stejný.

Třetím typem amplitudy je **autospektrum**. Autospektrum se vypočítá:

$$Autospektrum = R^2 + I^2 \quad (25.)$$

Jednotka autospektra je  $g^2$ .

Podobné autospektru je **výkonové spektrum**. To lze získat z autospektra vydělením všech bodů dvojkou:

$$Výkonové\ spektrum = \frac{R^2 + I^2}{2} \quad (26.)$$

Výkonové spektrum se rovněž rovná druhé mocnině RMS amplitudy.

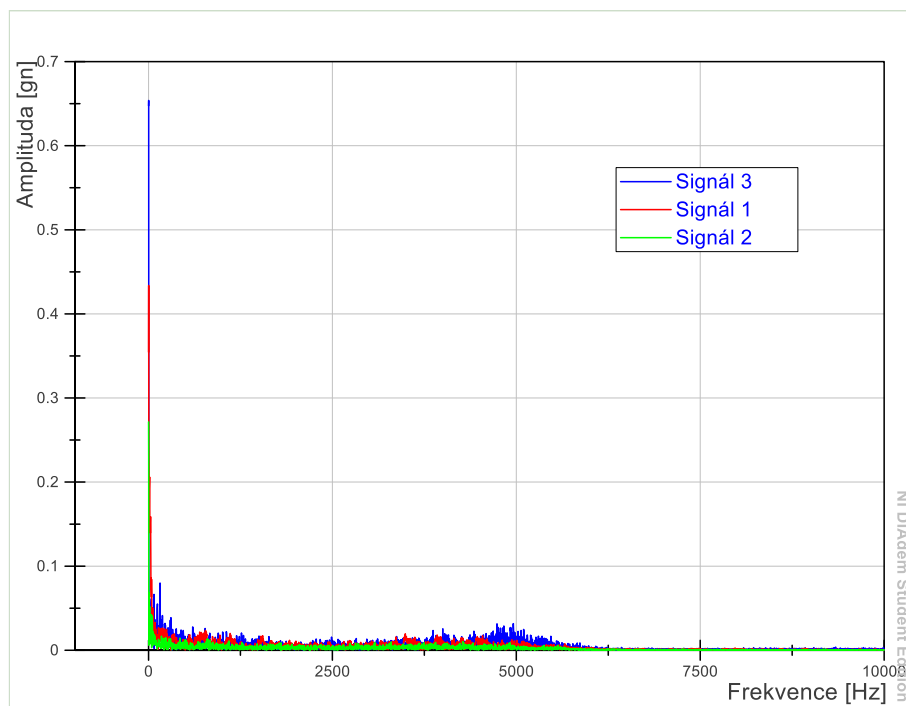
Posledním typem amplitudy je **výkonová spektrální hustota (Power Spectral Density-PSD)**. Výkonová spektrální hustota se vypočítá z výkonové hustoty, a to podělením frekvenčním rozlišením.

$$PSD = \frac{R^2 + I^2}{2 \cdot \Delta f} \quad (27.)$$

PSD má tedy jednotku  $\frac{g^2}{Hz}$ . Výhodou PSD je, že díky podělením frekvenčním rozlišením se zbavíme závislosti na šířce frekvenčního pásma signálů. To nám umožňuje přímo porovnávat mezi sebou signály s různou vzorkovací frekvencí nebo s rozdílnou dobou měření. Například u dvou stejných signálů, kde jeden má 2x vyšší vzorkovací frekvenci než druhý. Signál s vyšší vzorkovací frekvencí bude mít ve výkonovém spektru 2x nižší hodnoty, jelikož je tvořen z 2x více hodnot, a celkový výkon obou signálů je stejný. V PSD však budou mít oba signály stejné průběhy [24].

### c) Aplikace FFT

Pro frekvenční analýzu signálů nemohly být tyto signály použity ve formě jejich resultantu. Při aplikaci FFT na signály vzniknou průběhy, které jsou si velmi podobné.

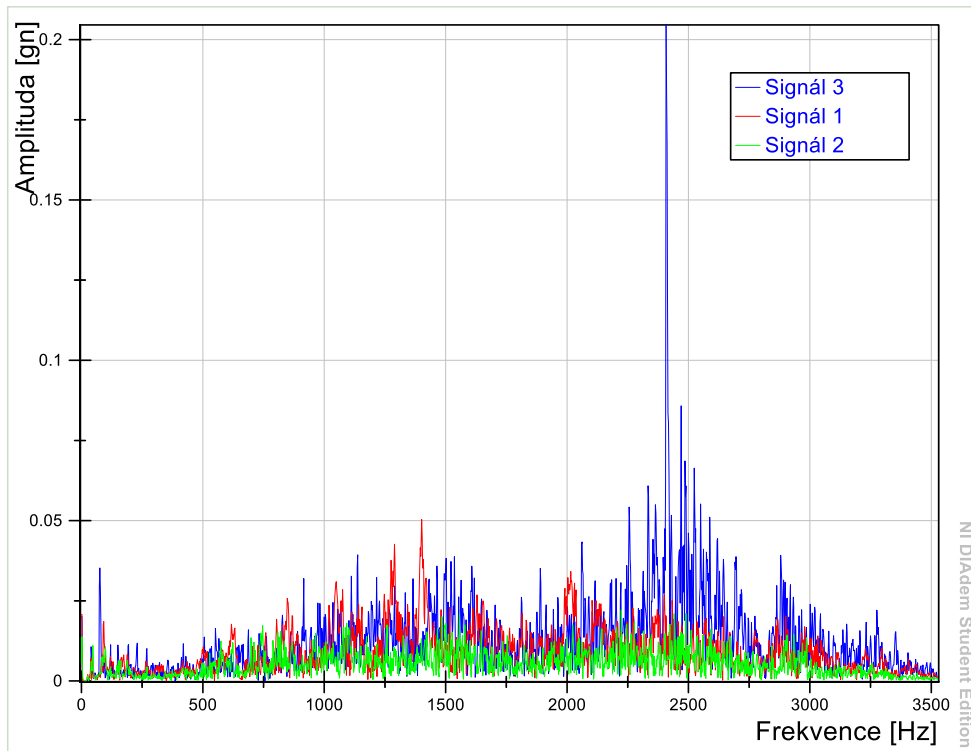


Obrázek 45: FFT resultantů signálů

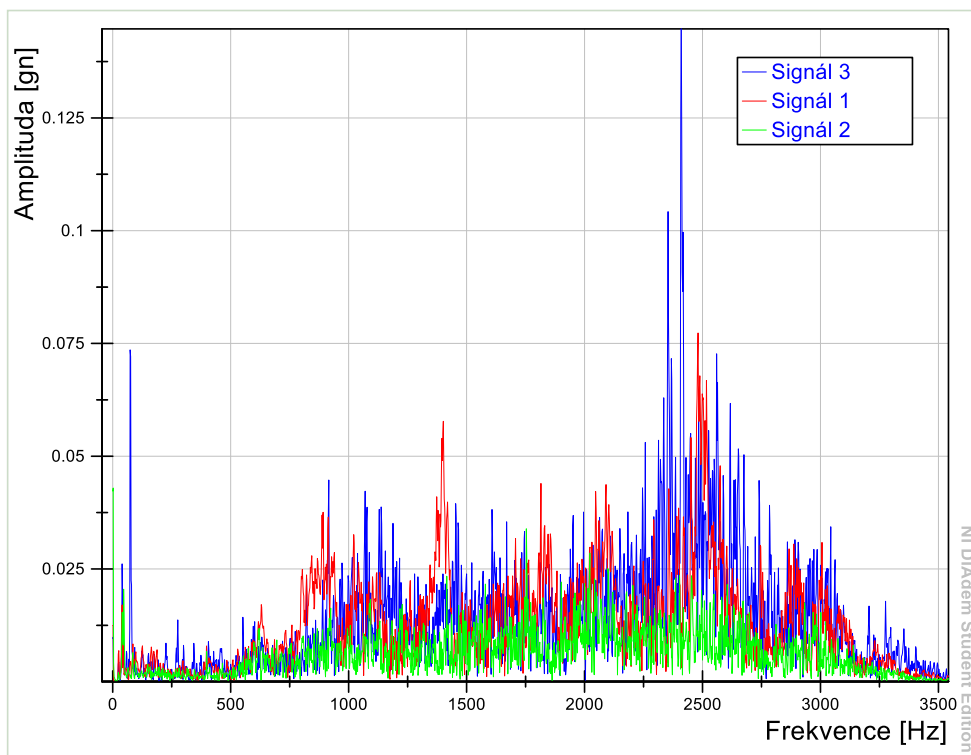
Na obrázku 45 je vidět, že výsledek FFT z resultantu signálu je průběh s velkou špičkou na frekvenci 1 Hz. Mezi signály jsou zřetelné rozdíly, co se týče amplitud, avšak tato chybová frekvence zabraňuje s těmito upravenými signály dále pracovat.

Jelikož nelze použít FFT na resultanty signálů, je třeba transformovat signály z původních kartézských směrů. Vhodné by bylo zvolit si směr, ve kterém jsou naměřené vibrace ve všech signálech dominantní vůči ostatním směrům. Z porovnání naměřených vibrací ve směrech X, Y, Z na začátku kapitoly (obrázek 31, obrázek 33 a obrázek 35) je však vidět, že vibrace jsou ve všech směrech podobně velké. Dále se taky liší směry, ve kterých mají signály nejvyšší hodnoty vibrací. Signál 1 a signál 3 jsou nejvyšší ve směru Z, zatímco špička signálu 2 je o trochu vyšší ve směru X. Byly tedy provedeny FFT zvlášť v jednotlivých směrech.

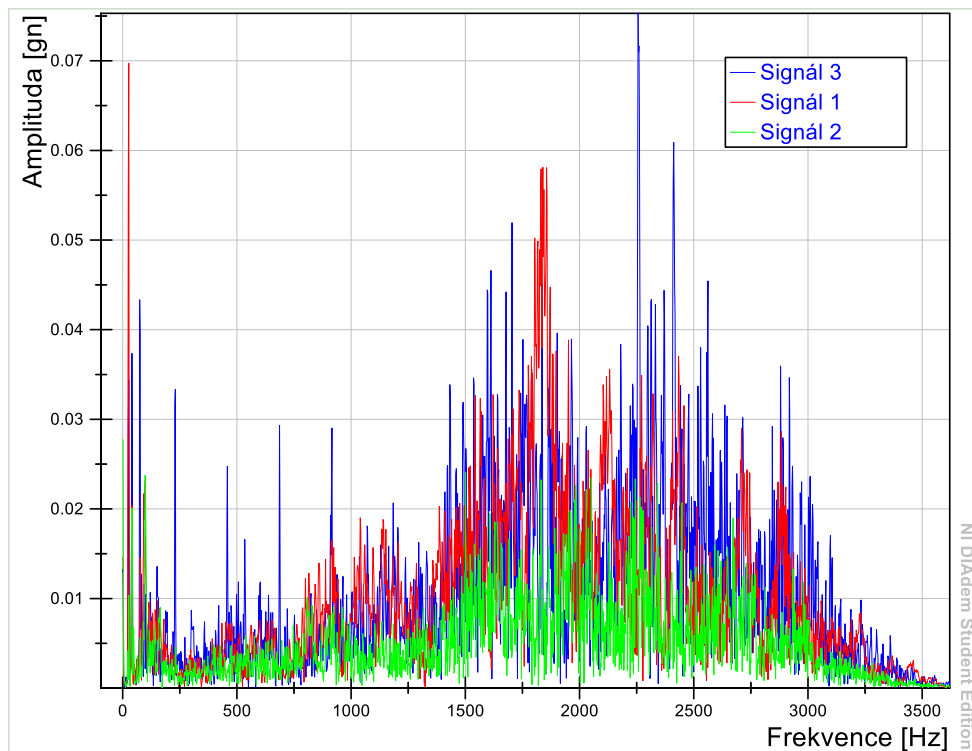
Obrázky 46, 47 a 48 ukazují výsledky. Vibrace signálu 3 je ve všech směrech intenzivnější než u ostatních signálů. Má výrazný vrchol na frekvenci kolem 2400 Hz. Tato špička je nejvyšší ve směru X, ve směru Y je menší o přibližně 30 %. Ve směru Z je tento rozdíl kolem 65 %. Zdroj této výrazné špičky není známý, je však spojený s řazením. Bylo provedeno FFT ze signálů v čase 0 až 0,5 sekund. V tomto čase neprobíhá řazení a není ani sepnutý e-Clutch. Ve výsledném spektru se takto výrazný vrchol vibrací nevyskytoval. Oproti třetímu signálu jsou signály 1 a 2 ve všech směrech velmi podobné. Je zajímavé, že signál 2 je nejmenší, i když měl v časovém zobrazení nejvyšší vrchol ve všech směrech, a to i po filtraci. Tato špička byla nejspíš tvořena ze širokého pásma frekvencí, které však individuálně mají nízké amplitudy.



Obrázek 46: FFT signálů ve směru X



Obrázek 47: FFT signálů ve směru Y



Obrázek 48: FFT signálů ve směru Z

Podobně jako v časovém zobrazení lze i signál ve frekvencích popsat pomocí jediné hodnoty. Opět pomocí **efektivní (RMS) hodnoty výkonu signálu**. Celkový výkon  $P$  všech složek spektra je dán vzorcem:

$$P = \sum_{k=0}^{N/2} PSD(k) \cdot \Delta f$$

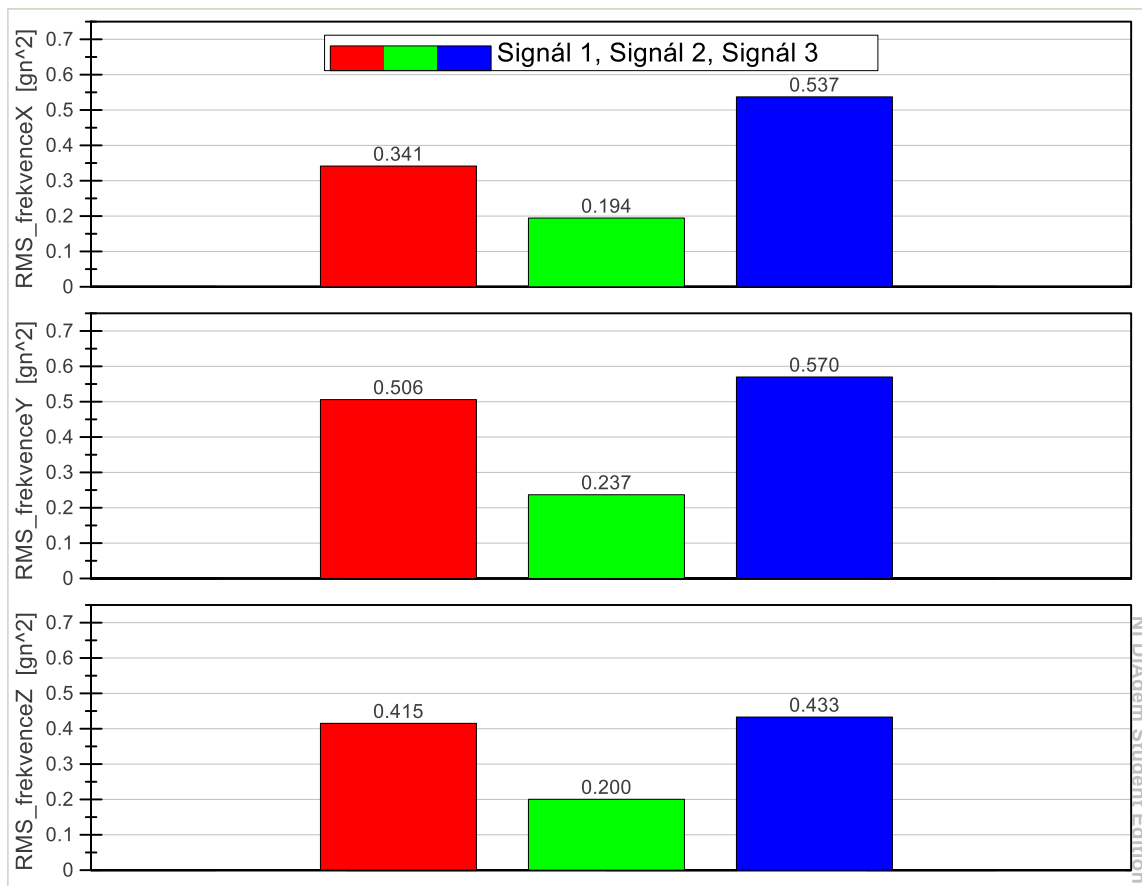
(28.)

Vzorec představuje sumaci jednotlivých segmentů PSD křivky za účelem získání plochy, kterou uzavírá. Pro efektivní hodnotu výkonu signálu ve frekvenčním spektru už stačí jen odmocnit celkový výkon [25]:

$$RMS_p = \sqrt{P} = \sqrt{\sum_{k=0}^{N/2} PSD(k) \cdot \Delta f}$$

(29.)

Výsledné hodnoty jsou viditelné na obrázku 49. Nejvyšších hodnot vždy nabývá signál 3. Samotný signál je nejintenzivnější ve směru Y, což není na první pohled zřejmé z průběhů ve frekvencích, kde měl ve směru X velký vrchol. Zobrazení signálu v PSD odhalí, že frekvence okolo této špičky mají větší hodnotu v Y než v X. Proto má nejspíš signál trochu větší hodnotu RMS v tomto směru. Hodnoty signálů 1 a 2 plus mínus odpovídají předpokládaným z frekvenčního zobrazení.



Obrázek 49: RMS frekvenčního spektra signálů v X, Y, Z

#### 4.4. Aplikace metod na soubor naměřených dat

V této poslední části budou aplikovány vybrané metody analýzy vibrací pro časové a frekvenční zobrazení na soubor dat naměřený na měřicím stanovišti popsaném v kapitole 3. Posléze budou vytvořeny závislosti na podmínkách měření.

Pro analýzu v časové doméně bylo zvoleno **RMS** a **Koeficient špičatosti**. Použití 2 indexů nám umožňuje udělat si představu jednak o efektivní hodnotě vibrací a o průběhu vibrací (v tomto případě o špičatosti signálu). Ve frekvenčním spektru byla zjištěna efektivní hodnota výkonu signálu, podle postupu popsaného v předchozí kapitole. Metody byly použity na 2 soubory dat.

V prvním souboru tvořila proměnné hodnota sepnutí eClutch a rozdíl otáček na vstupní hřídeli převodovky. Druhý soubor má za proměnné opět sepnutí eClutch a otáčky na vstupní hřídeli. Pro data s proměnnou rozdíl otáček byli otáčky vždy nastaveny na 1500 ot/min. Naopak data s proměnnými otáčkami měla vždy rozdíl otáček na 100 ot/min. Mezi soubory dat je také rozdíl v rozsahu sepnutí eClutch.

První soubor dat byl naměřen pro rozsah od 7,5 do 9,6 mm, tedy kolem hodnoty záběru (přibližně 8,3 mm), zatímco druhý soubor byl měřen v celém rozsahu sepnutí, tedy od 0 do 12 mm. Pro nastavené proměnné bylo vždy provedeno 5 různých měření, na ty byly aplikovány zvolené metody, a nakonec byl vytvořen průměr, jehož hodnota je zobrazena v charakteristice.



Je potřeba ještě zmínit, že před použitím metod byly signály upraveny jinak, než je popsáno v kapitole 4.3, konkrétně byl časově oříznut a filtrován až resultant, místo všech směrů individuálně. Důvodem je zkrácení výpočtového času a zjednodušení skriptu. Následkem jsou trochu vyšší hodnoty, průběhy charakteristik by však měly být stejné. U vyhodnocování frekvenčního spektra bylo pracováno pouze s vibracemi ve směru X, a to ze stejného důvodu.

#### 4.4.1. Charakteristiky pro rozdíl otáček

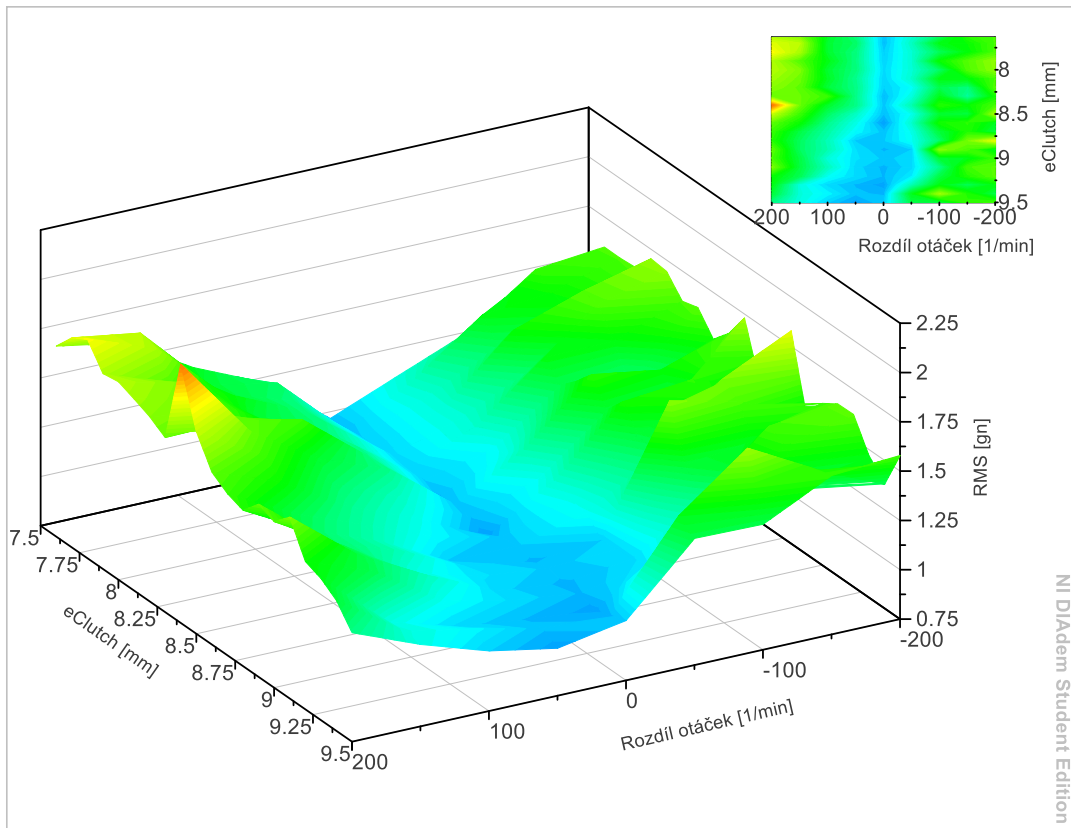
Nezávislé proměnné:

- eClutch (od 7,6 do 9,5 mm; krok 0,1 mm)
- Rozdíl otáček (od -200 do +200 ot/min; krok 50 ot/min)

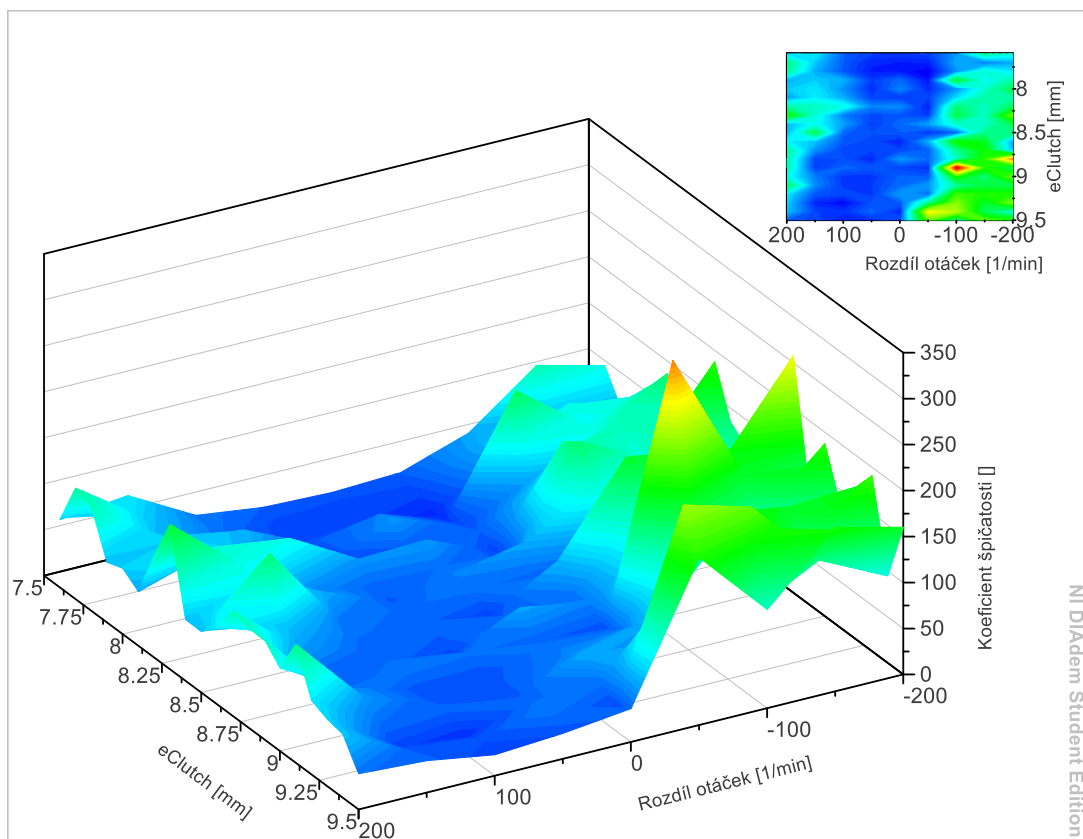
**Charakteristika RMS** (obrázek 50) ukazuje, že vibrace se postupně zvyšují se zvyšujícím se rozdílem otáček, a to skoro nezávisle na znaménku rozdílu. Pouze pro sepnutí eClutch na 9,5 mm je vidět rozdíl mezi +100 ot/min a -100 ot/min. Charakteristika má jednu špičku při rozdílu +200 ot/min. Špička se nachází velmi blízko záběru spojky. Naopak můžeme pozorovat nejnižší vibrace při rozdílu 0 ot/min, kde míra sepnutí spojky ovlivňuje šířku oblasti nízkých vibrací.

**Charakteristika pro koeficient špičatosti** z obrázku 51 však vykazuje vyšší špičky pro záporné hodnoty rozdílu otáček. Tudíž i když jsou efektivní hodnoty vibrací v obou směrech rozdílů otáček relativně podobné, v záporném směru mají vibrace výraznější špičky, zatímco pro kladný rozdíl jsou vibrace bez významnějších špiček až do hodnoty rozdílu +200 ot/min.

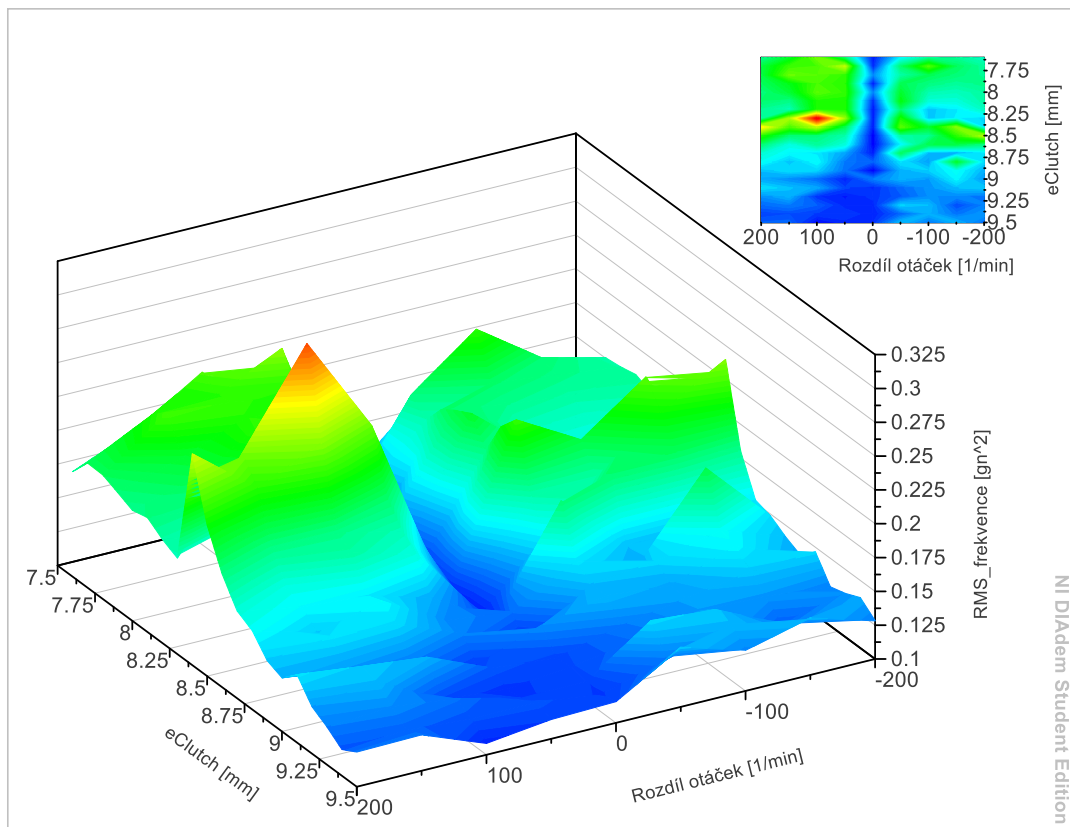
**Charakteristika RMS pro zobrazení ve frekvencích** (obrázek 52) má na první pohled podobný průběh jako RMS v čase. Má také oblast nízkých vibrací kolem nulového rozdílu otáček a špičku kolem hodnoty záběru eClutch. Velký rozdíl je však v hodnotách od míry sepnutí eClutch 9 mm. RMS frekvenční má od této hodnoty nižší vibrace nezávisle na nastaveném rozdílu otáček. Dalším rozdílem je strmost náběhu vyšších hodnot. U RMS z časového zobrazení stoupají hodnoty pozvolněji.



Obrázek 50: RMS pro rozdíl otáček



Obrázek 51: Koeficient špičatosti pro rozdíl otáček



Obrázek 52: RMS výkonu ve frekvenčním spektru pro rozdíl otáček

#### 4.4.2. Charakteristiky pro otáčky

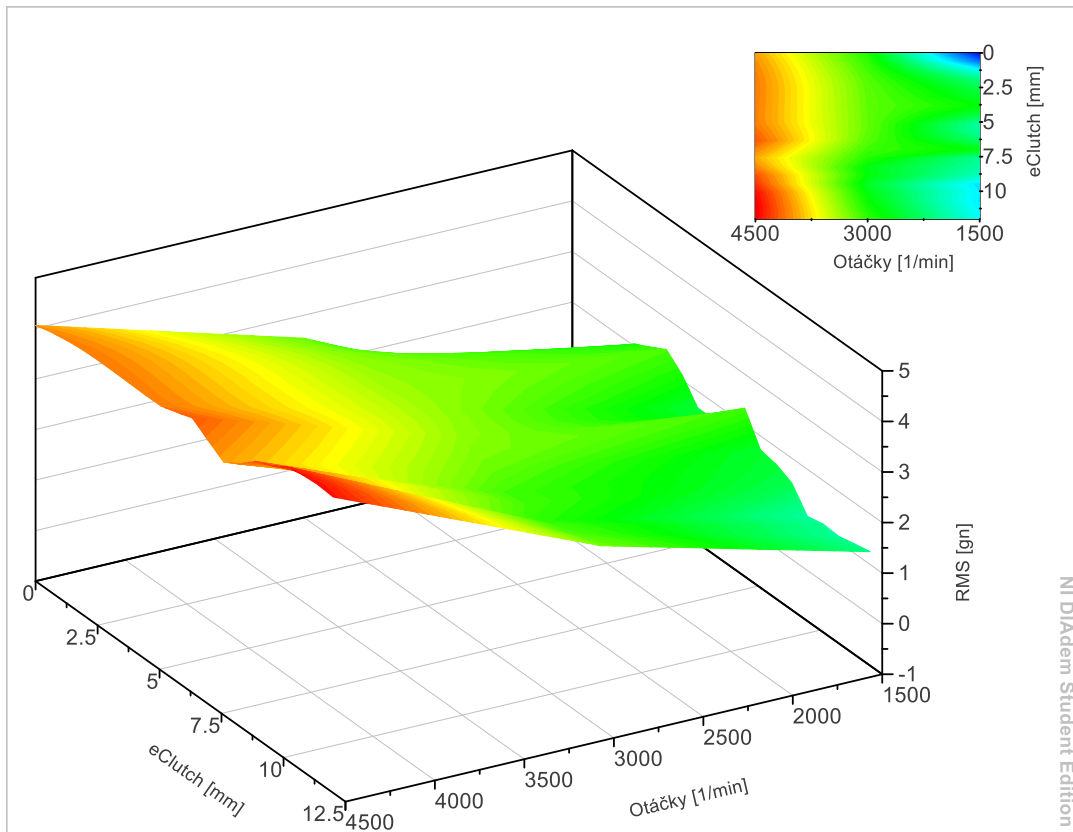
Nezávislé proměnné:

- eClutch (od 0 do 12 mm; krok kolem hodnoty záběru spojky menší, u krajních hodnot větší)
- Otáčky (od 1500 do 4500 ot/min; krok 1500 ot/min)

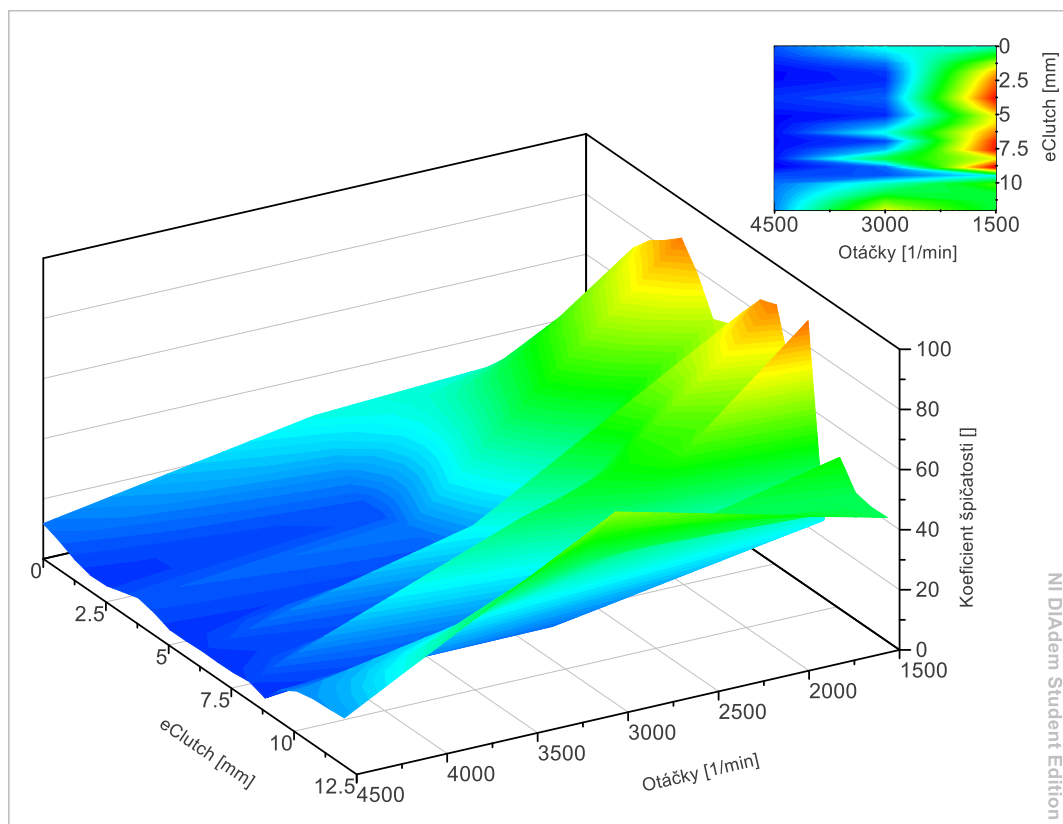
Z charakteristiky RMS v čase (obrázek 53) lze vidět, že vibrace se ze zvyšujícími otáčkami postupně zvyšují. U hodnot při 1500 ot/min jsou viditelné rozdíly pro různé hodnoty sepnutí spojky. Na druhou stranu při otáčkách 4500 ot/min jsou tyto rozdíly mnohem menší. To je nejspíše důsledkem převládání vibrací samotného chodu převodovky a ne řazení. V charakteristice není viditelný vliv bodu záběru, to může být způsobeno velkým rozsahem hodnot eClutch.

**Charakteristika Koeficientu špičatosti** (obrázek 54) má výrazné vrcholy pro otáčky 1500 ot/min. Tyto vibrační špičky přetrvávají do nastavení eClutch kolem 9 mm, dále už jsou vibrace nižší. Z charakteristiky lze vidět, že vyšší otáčky jsou doprovázeny vibracemi s nižšími vrcholy.

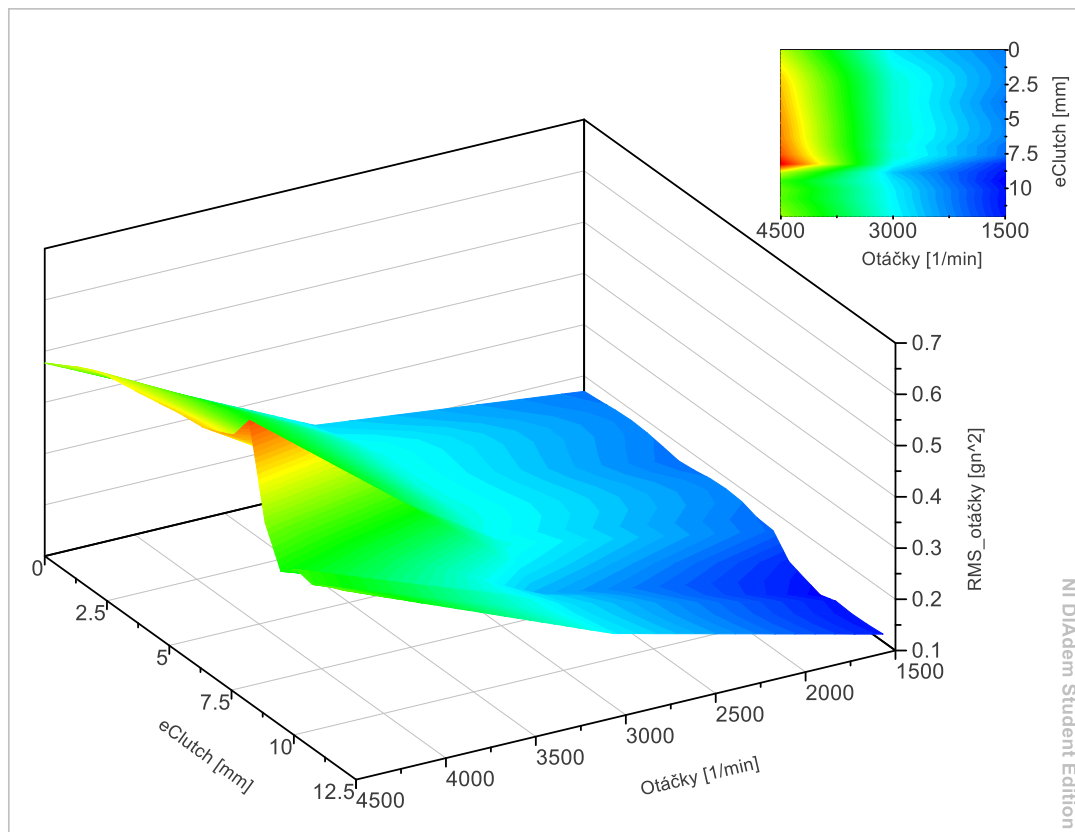
**Charakteristika RMS výkonu signálu ve frekvenčním zobrazení** (obrázek 55) má podobný průběh jako charakteristika RMS vibrací v čase. Opět hodnoty rostou s nastavenými otáčkami, se špičkami při 4500 ot/min. Rozdíl mezi charakteristikami je pro hodnoty eClutch vyšší než bod záběru. V této oblasti je výkon menší než jinde, nezávisle na nastavených otáčkách.



Obrázek 53: RMS pro otáčky



Obrázek 54: Koeficient špičatosti pro otáčky



Obrázek 55: RMS výkonu ve frekvenčním spektru pro otáčky

## 5. Závěr

Za účelem navržení zlepšení metody měření vibrací při řazení byla provedena stručná rešerše na téma řadicích spojek se zaměřením na řadící spojky zubové bez prvků synchronizující otáčky mezi ozubeným soukolím a vstupní hřídelí.

Konkrétně byly popsány fáze řazení se zubovou spojkou a jejich vibrační účinek. Dále bylo stručně popsáno měřicí stanoviště a jeho komponenty, nacházející se v laboratořích na Julisce.

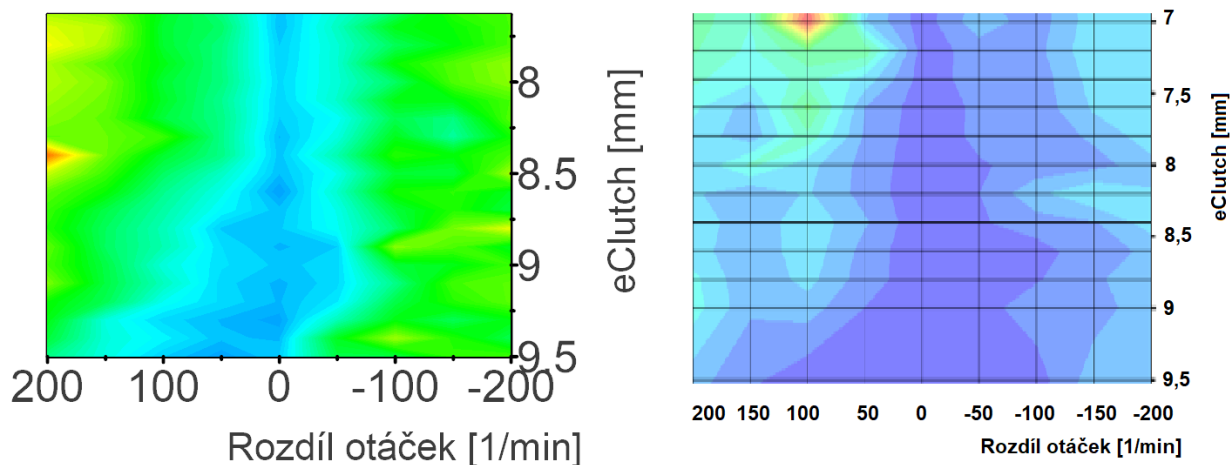
V druhé části práce byla popsána funkce a charakteristiky akcelerometru a jejich vliv na výsledky měření. Následně byly popsány a předvedeny metody analýzy vibrací na třech různých typech signálu, které byly naměřeny na stanovišti. Posléze byly vybrané metody aplikovány na dva soubory naměřených dat. První soubor byl pro proměnný rozdíl otáček, druhý byl pro proměnné otáčky.

Co se týče volby akcelerometru, dosud používaný akcelerometr nebylo třeba měnit. Akcelerometr je doporučený výrobcem na aplikace pro pohonné a převodové ústrojí. Jeho frekvenční rozsah je dostatečně velký. Metoda instalace akcelerometru (instalační klip a adhezivum) také nijak výrazně neovlivní výsledky měření a v tomto případě je preferována pro svoji jednoduchost.

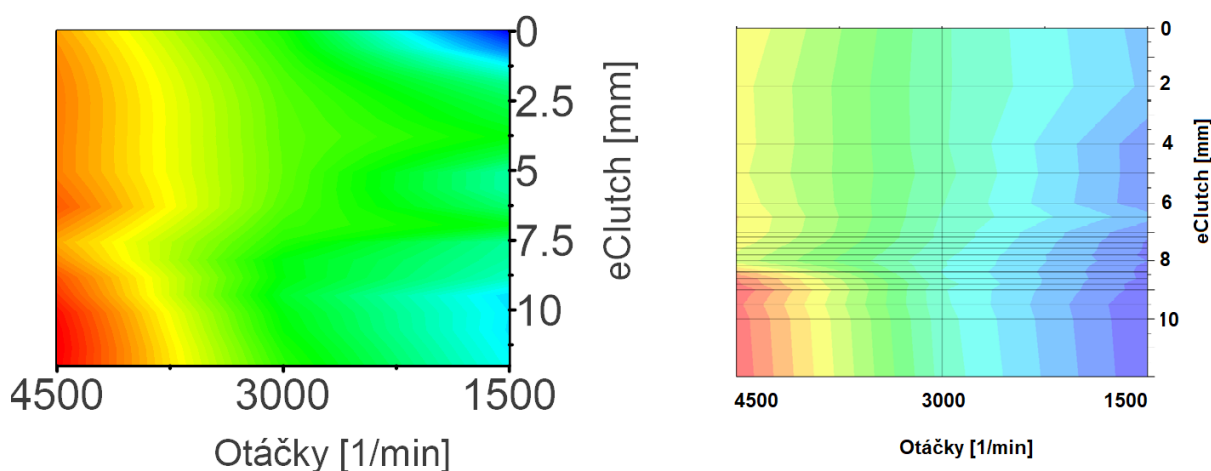
U analýzy naměřeného signálu byla navržena úprava metodiky. Úprava spočívá jednak v časovém oříznutí dat na dobu, ve které probíhá řazení. To umožňuje lépe posoudit vliv řazení a také vytvoří datové úseky jednotlivých měření, které mají stejný počet prvků, a tedy stejnou časovou délku. Stejná délka je hlavně důležitá pro další FFT analýzu.

Další úprava se týká filtrování dat. Kvůli vysoké vzorkovací frekvenci zaznamenával akcelerometr vibrační frekvence blízko své rezonanční frekvenci. To vedlo ke zkreslení dat. Proto byl na naměřená data použit nízko propustní (lowpass) filtr nastavený na 3000 Hz (doporučená maximální frekvence od výrobce), který tyto chybové vlivy odfiltroval. Výsledkem těchto úprav budou přesnější vstupní data pro následné metody analýzy.

Pro analýzu signálů byly aplikovány 2 časové metody najednou, čímž byl zlepšen popis průběhu signálu. Na stanovišti byla dosud pro vyhodnocování signálu používána pouze hodnota RMS.



Obrázek 56: Porovnání RMS u rozdílů otáček (navržená oproti původní metodě)



Obrázek 57: Porovnání RMS pro otáčky (navržená oproti původní metodě)

Z porovnání hodnot získaných původní metodou analýzy (pouze RMS v časovém zobrazení) a nových RMS hodnot lze vidět, že charakteristiky se od sebe moc neliší. Jediný zásadnější rozdíl je charakteristiky pro rozdíl otáček. V novém grafu je vibrační špička u bodu záběru, zatímco v původní charakteristice se v tomto místě neobjevuje.

Dále byla vyzkoušena analýza ve frekvenčním spektru vibrací. Kvůli velkému množství dat a nejasné interpretaci průběhů křivek byl zvolen popis pomocí efektivní hodnot výkonu. Vzniklé charakteristiky byly opět podobné charakteristikám RMS vibrací. Rozdíl nastal pro hodnoty  $e_{Clutch}$  větší než bod záběru, kde u frekvenčního RMS došlo k poklesu hodnot. Tento průběh se zdá bližší reálným vibracím při vysokých otáčkách. Proto se doporučuje u budoucích měření za vysokých otáček použít tuto metodu místo RMS z časového zobrazení.

Z hlediska dalších kroků k řešení problému vibrací při řazení, by bylo určitě dobré dodělat charakteristiky výkonu ve frekvenčním spektru pro směry Y a Z, za účelem vzájemného porovnání těchto směrů. Dále může následovat provedení předvedené analýzy na ostatní akcelerometry, nainstalované na převodovce. Všechny naměřené hodnoty byly získány pouze akcelerometrem instalovaným na vršku skříňe u ložiska vstupní hřídele. Určitě je také doporučeno provést modální analýzu

převodovky nebo jejich částí. Modální analýza slouží k zjištění, jak konstrukce součásti ovlivňuje její vibrační odezvu. Nejedná se tedy o metodu analýzy naměřeného signálu vibrací, nýbrž analýzu vibračních vlastností součásti, danou právě její konstrukcí, materiálem atd. Výsledky modální analýzy by pak mohly pomoci k interpretaci frekvenčního spektra, ze kterého by se vytvořil graf závislosti frekvenčního průběhu vibrací na otáčkách a hodnotě eClutch.

Nakonec je ještě potřeba zmínit měření na samotné spojce bez synchronizace. Kvůli probíhajícím jiným měřením na stanovišti byla všechna data naměřena při řazení konvenční zubovou spojkou se synchronizací. Určitě by bylo zajímavé vyzkoušet navržené metody na spojce bez synchronizací a porovnat výsledky.



## Seznam použitých symbolů:

symbol	jednotka	význam
$A_{abs}$	[g]	střední absolutní hodnota signálu
$A$	[ ]	soubor všech naměřených hodnot
$A_v$	[g]	výkmit
$a_m$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení součásti s akcelerometrem
$a_{resultant}$	[g]	resultant z jednotlivých směrů vibrací
$a_s$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení součásti bez akcelerometru
$a_x$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení ve směru x
$a_y$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení ve směru y
$a_z$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení ve směru z
$C_f$	[ ]	činitel tvaru
$C_v$	[ ]	činitel výkmitu
$c$	[(V·s <sup>2</sup> )/m]	citlivost akcelerometru
$F(f)$	[g]	transformovaný signál
$f$	[Hz]	frekvence
$f_{max}$	[Hz]	frekvenční rozsah
$f_{vzor}$	[Hz]	vzorkovací frekvence
$f(t)$	[g]	časově závislý signál
$I$	[g]	imaginární část transformovaného signálu
$K$	[ ]	koeficient špičatosti
$m_a$	[kg]	hmotnost akcelerometru
$m_s$	[kg]	hmotnost součásti bez akcelerometru
$N$	[ ]	počet naměřených hodnot
$P$	[g <sup>2</sup> ]	výkon signálu ve frekvenčním zobrazení
$R$	[g]	reálná část transformovaného signálu
$T$	[s]	perioda

$T_c$	[s]	celková doba měření
$t$	[s]	čas
$v_x$	[m/s]	rychlost ve směru x
$X_a$	[mm]	amplituda vychýlení tělesa ve směru x
$x$	[mm]	okamžité vychýlení tělesa ve směru x
$\Delta f$	[Hz]	frekvenční rozlišení
$\Delta t$	[s]	časový krok mezi hodnotami
$\mu$	[g]	střední očekávaná hodnota signálu
$\sigma$	[g]	směrodatná odchylka
$\omega$	[rad/s]	úhlová frekvence

# Seznam použitých zkratek

B&K	Brüel a Kjær
DFT	Discrete Fourier Transform
IEPE	Integrated Electronics Piezo-Electric
FFT	Fast Fourier Transform
FT	Fourier Transform
MEMS	Micro Electro Mechanical System
PE	Piezo-Electric
PSD	Power Spectral Density
RMS	Root Mean Square
RMS <sub>f</sub>	Root Mean Square (frekvenční zobrazení)
VW	Volkswagen

# Seznam obrázků:

Obrázek 1: Profily rychlosti a trakce při řazení nahoru s přerušením toku výkonu. [1]	12
Obrázek 2: Profily trakce a rychlosti při řazení nahoru bez přerušení toku výkonu [1]	13
Obrázek 3: Posuvná kola [1].....	13
Obrázek 4: Synchronizační spojka s aretačním mechanismem [1] .....	14
Obrázek 5: Ilustrace fází řazení zubovou spojkou [4] .....	15
Obrázek 6: Rozdíl úhlové rychlosti a síla působící na spojku během jednotlivých fází řazení (s odskokem při prvotní srážce) [4].....	16
Obrázek 7: Průběh rozdílu úhlové rychlosti v čase během jednotlivých fází řazení (bez odskoku a změny smyslu otáčení spojky) [3] .....	16
Obrázek 8: Závislost lineárního zrychlení vozidla na počátečním rozdílu úhlových rychlostí [4] .....	17
Obrázek 9: Porovnání úspěšného (černě) a neúspěšného (červeně) zařazení [3]....	17
Obrázek 10: Závislost pravděpodobnosti úspěšného zařazení na rozdílu úhlových rychlostí při prvotním kontaktu čel [5] .....	18
Obrázek 11: Převodovka motocyklu BMW K1200 [7] .....	19
Obrázek 12: Pohled na stanoviště (původní verze bez elektromotoru pro synchronizaci) [8].....	20
Obrázek 13: Schéma měřicího stanoviště [9] .....	21
Obrázek 14: Pozice akcelerometrů: první z obrázků nahoře je u ložiska vstupní hřídele, druhý se nachází na spodku domku, kterým vede řadící tyč, akcelerometr na dolním obrázku je připojen zezdola na skříň poblíž ložiska vstupní hřídele .....	22
Obrázek 15: Graf závislosti amplitudy na frekvenci budící síly a poměrnému útlumu b. Pro $b = 0$ roste amplituda při rezonanční frekvenci nade všechny meze [13]	24
Obrázek 16: Typy vibračních signálů [15].....	24
Obrázek 17: Porovnání širokopásmového (vlevo) a úzkopásmového signálu (vpravo) [15] .....	25
Obrázek 18: Příklad signálu harmonické vibrace [11].....	25
Obrázek 19: Příklad rozložení neharmonického signálu (plná tlustá čára) na dvě dílčí sinusovky o různých frekvencích [11] .....	26
Obrázek 20: Příklad signálu náhodné vibrace [11] .....	27
Obrázek 21: Příklad uspořádání běžného piezoelektrického akcelerometru [11] .....	28
Obrázek 22: Příklad IEPE akcelerometru [16] .....	29
Obrázek 23: Příklad MEMS akcelerometru [16].....	29
Obrázek 24: Příklad zkrácení měření kvůli rezonanci akcelerometru [11] .....	31
Obrázek 25: Porovnání spojení pomocí integrovaného čepu oproti samostatného čepu [12].....	32
Obrázek 26: Adhezní metoda přímá a se samostatným adaptérem [12].....	33
Obrázek 27: Spojení akcelerometru s měřenou součástí magnetem [17] .....	34
Obrázek 28: Ukázka akcelerometru se sondou na ruční měření [18] .....	34
Obrázek 29: Porovnání různých metod instalace akcelerometru [19].....	35

Obrázek 30: Průběh prvního typu signálu (pouze osa X) v čase a poloha řadícího robotu v čase .....	37
Obrázek 31: Porovnání vibrací v měřených osách .....	37
Obrázek 32: Průběh druhého typu signálu (pouze osa X) v čase a poloha řadícího robotu v čase .....	38
Obrázek 33: Porovnání vibrací druhého signálu v měřených osách.....	39
Obrázek 34: Průběh třetího typu signálu (pouze osa X) v čase a poloha řadícího robotu v čase .....	40
Obrázek 35: Porovnání vibrací třetího signálu v měřených osách .....	40
Obrázek 36: Efekt malé vzorkovací frekvence na naměřený signál [20] .....	41
Obrázek 37: Charakteristika low pass filtru blízko mezní frekvence [12] .....	42
Obrázek 38: Porovnání hodnot výkmitu .....	43
Obrázek 39: Porovnání RMS .....	44
Obrázek 40: Porovnání Činitele výkmitu .....	46
Obrázek 41: Porovnání Koeficientu špičatosti .....	47
Obrázek 42: Zobrazení dvou frekvencí, které jsou od sebe blíže(nalevo) než rozlišení a dále(napravo) než rozlišení [22] .....	49
Obrázek 43: Ideální převedení signálu oproti chybnému [22].....	50
Obrázek 44: Zobrazení časových oken Hanning, Flat Top a Obdélníkového [15] ....	51
Obrázek 45: FFT resultantů signálů .....	53
Obrázek 46: FFT signálů ve směru X .....	54
Obrázek 47: FFT signálů ve směru Y .....	54
Obrázek 48: FFT signálů ve směru Z .....	55
Obrázek 49: RMS frekvenčního spektra signálů v X, Y, Z.....	56
Obrázek 50: RMS pro rozdíl otáček.....	58
Obrázek 51: Koeficient špičatosti pro rozdíl otáček .....	58
Obrázek 52: RMS výkonu ve frekvenčním spektru pro rozdíl otáček .....	59
Obrázek 53: RMS pro otáčky .....	60
Obrázek 54: Koeficient špičatosti pro otáčky .....	60
Obrázek 55: RMS výkonu ve frekvenčním spektru pro otáčky .....	61
Obrázek 56: Porovnání RMS u rozdílů otáček (navržená oproti původní metodě) ...	63
Obrázek 57: Porovnání RMS pro otáčky (navržená oproti původní metodě).....	63

# Citovaná literatura

- [1]. **Harald, Naunheimer, Bernd, Bertsche a Joachim, Ryborz.** *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Berlin : Springer-Verlag, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [2]. **Jasný, Michal.** *Návrh nového kompaktního řadicího mechanismu*. [online] Praha : České Vysoké Učení v Praze, 2017.
- [3]. **Bóka, Gergely.** *Shifting Optimization of Face Dog Clutches in Heavy Duty Automated Mechanical Transmissions*. Budapest : Budapest University of Technology and Economics, 2011.
- [4]. **Duan, Chengwu.** Analytical Study of a Dog Clutch in Automatic Transmission Application. *SAE Int.* 2014.
- [5]. **Shaohua, Sun, a další, a další.** *Research on optimal meshing speed difference based on shift success probability for dog clutch in automated manual transmission*. [Konferenční příspěvek] Hangzhou : IOPscience, 2020.
- [6]. **Jeyaraman, Vijay.** *Gearshift simulation model of a dog clutch*. [Diplomová práce] Praha, 2019.
- [7]. SuperBike. *What's in – a gearbox. The SuperBike tech guide*. [Online] 24. února 2016. [Citace: 20. Leden 2022.] <https://www.superbike.co.uk/article/whats-in-a-gearbox-superbike-tech-guide>.
- [8]. **Pakosta, Jiří a Achtenová, Gabriela.** *Návrh setrvačnickového zkušebního stavu pro zkoušky řazení převodovek*. [Konferenční příspěvek] Liberec : Technická universita v Liberci, 2015.
- [9]. **Jasný, Michal a Pakosta, Jiří.** *External Synchronization for Gearbox Test Bench*. [Článek] 2020.
- [10]. **VOLKSWAGEN AG.** *Manual Gearbox 02T: Design and Function*. [Online] [Citace: 20. Leden 2022.] [http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_237\\_d1.pdf](http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_237_d1.pdf).
- [11]. **Brüel a Kjær.** *Mechanical Vibration and Shock Measurements*. Nærum : 1984. ISBN 87 87355 34 5.
- [12]. **Prosig.** *Noise and Vibration Measurement Handbook* . 2019.
- [13]. Kmitání mechanika. *Fyzikální webové stránky - webFyzika*. [Online] [Citace: 2.. Duben 2022.] [http://webfyzika.fsv.cvut.cz/PDF/prednasky/kmitani\\_mechanika.pdf](http://webfyzika.fsv.cvut.cz/PDF/prednasky/kmitani_mechanika.pdf).
- [14]. **Brüel a Kjær.** *Measuring Vibration*. Nærum : 1982.
- [15]. **Tůma, Jiří.** *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Štramberk, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- [16]. **D'Amico, Roberto a Lorenz-Nikola, David.** *Selecting the right accelerometer for automotive applications*. [Prezentace webináře]: Kistler, 2022.

- [17]. **ZetLab**. Mounting accelerometer with magnet. *Zetlab.com*. [Online] [Citace: 9. Duben 2022.] <https://zetlab.com/en/support/vibration-analysis-and-acoustics/accelerometers-mounting-techniques/mounting-accelerometer-with-magnet/>.
- [18]. **NAX Instruments**. PCE-VT 2700S Handheld Accelerometer. *naxsg.com*. [Online] [Citace: 9. Duben 2022.] <https://www.naxsg.com/product/pce-vt-2700s/>.
- [19]. **DEWESoft**. Vibration Measurement. *dewesoft.com*. [Online] [Citace: 9. Duben 2022.] <https://training.dewesoft.com/online/course/vibration-measurement#choosing-the-mounting-position-for-the-accelerometer>.
- [20]. **National Instruments**. Aliasing. *zone.ni.com*. [Online] 2018. [Citace: 16. Duben 2022.] <https://zone.ni.com/reference/en-XX/help/371361R-01/ivanlsconcepts/aliasing/>.
- [21]. **Saifullah, Khalid a Aherwar, Amit**. Vibration Analysis Techniques for Gearbox Diagnostic: A Review. *International Journal of Advanced Engineering Technology*. 2012, Sv. III, 2.
- [22]. **Stierli, Martin**. *FFT Introduction*. [Prezentace webináře] : Kistler, 2022.
23. **LDS Inc**. Understanding FFT Windows. *ME 451 Laboratory*. [Online] 2003. [Citace: 6. Květen 2022.] [https://www.egr.msu.edu/classes/me451/me451\\_labs/Fall\\_2013/Understanding\\_FFT\\_Windows.pdf](https://www.egr.msu.edu/classes/me451/me451_labs/Fall_2013/Understanding_FFT_Windows.pdf).
- [24]. **National Instruments**. FFT Use in DIAdem. *PDFslide*. [Online] [Citace: 5. Květen 2022.] <https://pdfslide.net/documents/fft-use-in-diadem.html>.
- [25]. **Tůma, Jiří a Czyž, Petr**. *Volba časových oken a překrytí pro výpočet spekter širokopásmových signálů*. [konferenční příspěvek] Luhačovice : DIAGO 2015 : technická diagnostika strojů a výrobních zařízení, 2015.