

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŘÍDÍCÍ JEDNOTKA HYDRAULICKÉHO ČERPADLA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

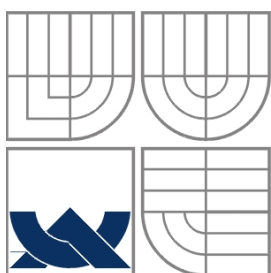
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VLASTIMIL NOVÁK

BRNO 2008



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŘÍDÍCÍ JEDNOTKA HYDRAULICKÉHO ČERPADLA

MOTOR PUMP CONTROL UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VLASTIMIL NOVÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

PROF. ING. VÁCLAV PÍŠTĚK, DRSC.

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Novák Vlastimil

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

obor: **Dopravní a manipulační technika (2301T001)**

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

Řídicí jednotka hydraulického čerpadla

v anglickém jazyce:

Motor pump control unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Optimalizace umístění senzorů řídicí jednotky, návrh potřebných technických experimentů.

Cíle diplomové práce:

Sestavit jízdní zkušební cyklus osobního automobilu pro měření daných charakteristik.

Navrhnout měřicí řetězec a místa pro umístění snímačů zrychlení.

Zpracovat a vyhodnotit naměřená data.



[Handwritten signature]

doc. RNDr. Miroslav Dopovod, CSc.
Děkan fakulty

prof. Ing. Václav Frišek, DrSc.
Ředitel ústavu

Seznam odborné literatury:

Smetana, C. Hluk a vibrace - Měření a hodnocení,
Sdělovací technika Praha 1998, ISBN 80-90 1936-2-5
PULSE - Getting Started, B&K Lecture Note, BR 1505-1

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 26.11.2007



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Vlastimil Novák
Řídící jednotka hydraulického čerpadla
DP, UADI, 2008, str. 50, obr. 54.

Úkolem diplomové práce je změřit průběh vibrací na řídicí jednotce hydraulického čerpadla elektrohydraulického posilovače řízení umístěného na vozidle. Nejprve byl proveden návrh testování vozidla pro dané charakteristiky a umístění snímačů a z naměřených dat provedeno porovnání zatížení řídicí jednotky v různých režimech jízdy vozidla.

Klíčová slova: měření vibrací, řídicí jednotka hydraulického čerpadla, akcelerometr, měřicí řetězec, testovací okruh

Annotation

Vlastimil Novák
Motor pump control unit
DW, IAE, 2008, 50 pp., 54 fig.

The target of diploma work is measure of progression of vibration on motor pump control unit of electro-hydraulic servo unit placed on a vehicle. At first, a proposal of testing of vehicle for given characteristics have been created and placement of sensors and compare measured data of load of control unit in different vehicle ride modes.

Key words: vibration measuring, motor pump control unit, accelerometer, measuring string, testing circuit

Bibliografická citace:

NOVÁK, V. *Řídící jednotka hydraulického čerpadla*
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce pana prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 23.5.2008

.....

Obsah

1. Úvod	6
2. Vibrace.....	7
2.1 Rozdělení kmitání	7
2.1.1 Periodické kmitání	7
2.2 Popis vlastností lineární harmonické soustavy s vlastními netlumenými kmity	8
2.3 Skládání harmonických kmitů	10
3. Technická diagnostika	11
3.1 Rozdělení diagnostiky podle účelnosti	12
3.2 Vibrační metody	13
3.2.1 Hodnocení vibrací v časové oblasti	15
3.2.2 Kmitočtová analýza	15
3.3 Diagnostika ložisek	17
3.3.1 Měřicí místa na ložiscích	18
3.3.2 Dynamické zatěžování a trvanlivost.....	19
3.3.3 Relativná kmitání soustavy.....	20
3.3.4 Buzení rázu a kmitů.....	21
4. Návrh testovacích režimů	22
4.1 Sestavení testovacího režimu.....	23
5. Měřicí řetězec	27
5.1 Princip činnosti snímače zrychlení	31
5.2 Umístění snímače zrychlení.....	32
5.3 Upevnění snímače zrychlení	35
6. Výsledky měření.....	39
6.1 Výsledky ve frekvenční oblasti.....	39
6.2 Výsledky v časové oblasti.....	43
7. Závěr	45
8. Seznam použitých zdrojů	46

1. Úvod

Konstrukce moderního vozidla je komplexní a komplikovanou záležitostí. Na nové modely jsou kladeny stále vyšší nároky jak ze strany legislativy, tak i ze strany zákazníka a kupce. Automobilové závody spolu s jejich externími dodavateli se zaměřují na komfort pasažérů a jejich bezpečnost, celkovou bezpečnost provozu vozidla, ekologickou a ekonomickou stránku provozu, spolu s životností a spolehlivostí. Veškeré tyto body se vzájemně ovlivňují a není možné se tak zaměřit jen na jednu část. Proto je kromě navrhovací, výpočetní a konstrukční části velká pozornost kladena na testování. Jednotlivé části či vozidlo jako celek jsou podrobovány mnoha sériím testů rozličných charakteristik, které mají za úkol odhalit skryté závady v konstrukci, nesprávné predikování při výpočtech nebo celkové zavrnutí výroby součástí. Vhodnost charakteristik testů a volba měřených veličin se určuje podle funkce, pro kterou je zvolený objekt zhotoven nebo podle podmínek, ve kterých bude provozován. Hodnotí se, zda jsou vůbec použitelné pro provoz a slučují se s funkčností vozidla. Netestují se ale jen návrhy jdoucí do výroby, nýbrž je nezbytné provádět pravidelné kontroly výrobků přímo ve výrobě a je možné odhalit i chybu v technologickém postupu výroby. Měření a testování není ale jen nástrojem pro zjišťování závad a chyb. Je i velmi účinným pomocníkem při navrhování nových vylepšení a zdokonalování provozních vlastností.

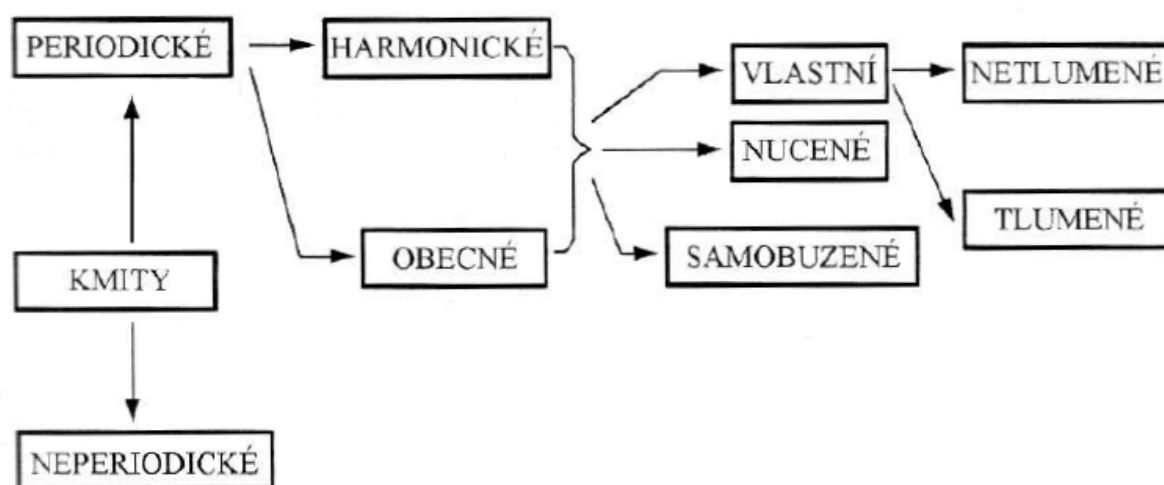
To je také případ této diplomové práce, jejímž cílem je naměřit průběh vibrací působících na řadový výrobek řídicí jednotky hydraulického čerpadla, která zajišťuje provoz systému elektrohydraulického posilovače řízení. Cílem je zjistit jaký vliv na buzení vibrací má samotný systém řídicí jednotky, což je zubové čerpadlo, uložené valivými ložisky a jaký vliv mají provozní podmínky v reálném provozu – uložení jednotky na vozidle. Testovacím vozidlem byla Škoda Roomster 1.4 TDi, která je sériově vybavena elektrohydraulickým posilovačem řízení s řídicí jednotkou MPU generace b.

V diplomové práci je s využitím měřicí aparatury B&K a programového vybavení měřen průběh vibrací, které působí na řídicí jednotku hydraulického čerpadla řídicího chodu elektrohydraulického posilovače řízení. K tomu je zapotřebí sestavit zkušební cyklus jízd, který bude splňovat nároky pro změření daných charakteristik. Dále je potřeba sestavit měřicí řetězec a jeho umístění. Veškerá měřená data jsou nakonec vyhodnocena a porovnána.

2. Vibrace

Každé fyzikální těleso od nejzákladnějších částic, přes jednoduché objekty až po složité systémy tvořených hmotou má jako svou obecnou vlastnost pohyb, který je vyjádřením změny stavu této hmoty. Nejčastějším projevem pohybu těles je kmitání, oscilace což je periodicky se opakující změna stavu. Jedná se o dynamický jev, kdy těleso zaujímá v čase různé stavové polohy. Jedná se o pohyb vratný omezený určitým stavovým intervalem kolem rovnovážné polohy, který není v čase překonán. Částice, objekt nebo systém, ve kterém kmitání vzniká, se nazývá oscilátor, popř. kmitavá soustava. Pro kmitání mechanických těles a součástí systémů se zavedl též pojem vibrace.

2.1 Rozdělení kmitání



Obr. 2.1 Rozdělení kmitavého pohybu podle kinematického hlediska [1]

2.1.1 Periodické kmitání

Periodické kmitání je charakteristické navracením systému do původní polohy po určitém časovém intervalu. Pohyb systému je tedy periodickou funkcí času a platí pro něj funkce $f(t+T)=f(t)$. Kde T je časová perioda, po jejímž uplynutí přechází systém do původního rovnovážného stavu, nebo prochází stavem odpovídajícím stavu v čase t . Převrácenou hodnotou periody je frekvence/kmitočet – $f=1/T$. Udává počet plných kmitů za 1s a vyjadřuje se v Hz. Z frekvence vychází vztah pro úhlovou frekvenci $\omega=2\pi f$ s jednotkami s^{-1} . Periodické kmitání je dále rozděleno do harmonického a obecného/anharmonického kmitání.

Harmonické kmitání lze vyjádřit funkcemi sin a cos.

$$A=A_0\sin(\omega t+\varphi_0) \quad (1)$$

kde: A_0 ... amplituda/maximální výchylka z rovnovážného stavu

ω ... úhlová frekvence kmitů

φ_0 ... počáteční fáze

$\omega t + \varphi_0$... fáze/fázový úhel

Kmitavý pohyb je možné rozdělit dle závislosti počátečních podmínek na působení z okolního prostředí. Podle tohoto hlediska je rozdělení:

- **volné** kmitání závisí pouze na vnitřních silách v soustavě, které byla počáteční energie pro vychýlení z rovnovážné polohy dodána z vnějšího zdroje. Dělí se podle tlumení na tlumené a netlumené.
- **nucené** kmity jsou buzeny trvalými vnějšími podněty, které dodávají do soustavy energii. Kmitání je tak závislé na vnitřních i vnějších silových působeních.
- **samobuzené** kmity vznikají z vnitřního zdroje energie kmitající soustavy a odebírají ji v rytmu vlastních kmitů.

Matematickým vyjádřením kmitů jsou diferenciální pohybové rovnice, které řeší jejich příčinu. Řešením těchto rovnic jsou vlnové funkce. Podle pohybových rovnic se kmitání dá rozdělit na **lineární** a **nelineární**.

Lineární lze popsat lineárními diferenciálními rovnicemi a na jejich základě lze provádět analýzy podobných procesů.

Nelineární tímto způsobem popisovat nelze. Na každý druh kmitů platí jiné nelineární diferenciální rovnice.

2.2 Popis vlastností lineární harmonické soustavy s vlastními netlumenými kmity

Volné kmity mohou vzniknout pouze u soustav, které mají rovnovážnou polohu a vznikají v nich síly, které působí jako reakce proti vzniklým změnám a snaží se soustavu uvést do původního stavu. Pro vznik vlastních kmitů je podmínka existence dvou faktorů:

- pružnosti soustavy (uskutečňuje návrat do rovnovážné polohy)
- setrvačnosti (umožňuje překmitávání přes rovnovážnou polohu)

Velikost síly působící v soustavě proti kmitavému pohybu lze vyjádřit pomocí Hookova zákona a třetího Newtonova zákona vztahem

$$F = -ks \quad (2)$$

kde: F ... vratná síla

k ... tuhost soustavy

s ... okamžitá výchylka kmitajícího bodu.

Podle druhého Newtonova pohybového zákona platí:

$$F = m \frac{d^2 s}{dt^2} \quad (3)$$

kde: m ... hmotnost

Spojením rovnic (2) a (3) dostaneme

$$ma + ks = 0 \quad (4)$$

což po úpravě dává

$$a + \frac{k}{m}s = 0 \quad (5)$$

Soustavy popsané touto rovnicí jsou lineárními harmonicky kmitajícími soustavami.

Nejpodstatnějším popisujícím vztahem pro kmitání je časová závislost výchylky popsaná výše (1).

Z vlastností goniometrických funkcí je známé, že po 2π se výchylka bude opakovat. To bude platit pokaždé uplynutí periody T . Z čehož vzniká závislost:

$$\omega T = 2\pi \Rightarrow T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (7)$$

a

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (8)$$

Pro rychlost a zrychlení platí:

$$a = \frac{ds}{dt}$$
$$v = \omega s_0 \cos(\omega t + \varphi_0) = v_0 \sin(\omega t + \varphi + \pi/2) \quad (9)$$

a

$$a = \frac{dv}{dt}$$
$$a = -\omega^2 s_0 \sin(\omega t + \varphi_0) = a_0 \sin(\omega t + \varphi + \pi) \quad (10)$$

Proto také platí:

$$a_0 = \omega^2 s_0 \quad (11)$$

$$v_0 = \omega s_0 \quad (12)$$

Pokud rozvineme závislosti vztahů (1), (9) a (10) do časové osy (Obr. 2.2), vidíme jejich vzájemné fázové posuvy. Rychlosti o $\frac{\pi}{2}$ oproti výchylce, zrychlení o $\frac{\pi}{2}$ oproti rychlosti a o π oproti výchylce.

Celková energie kmitající soustavy je:

$$W_c = W_K + W_P \quad (13)$$

$$\text{kde: } W_K \dots \text{kinetická energie} - W_K = \frac{1}{2}mv^2 \quad (14)$$

$$W_P \dots \text{potenciální energie} - W_P = \frac{1}{2}ks^2 \quad (15)$$

2.3 Skládání harmonických kmitů

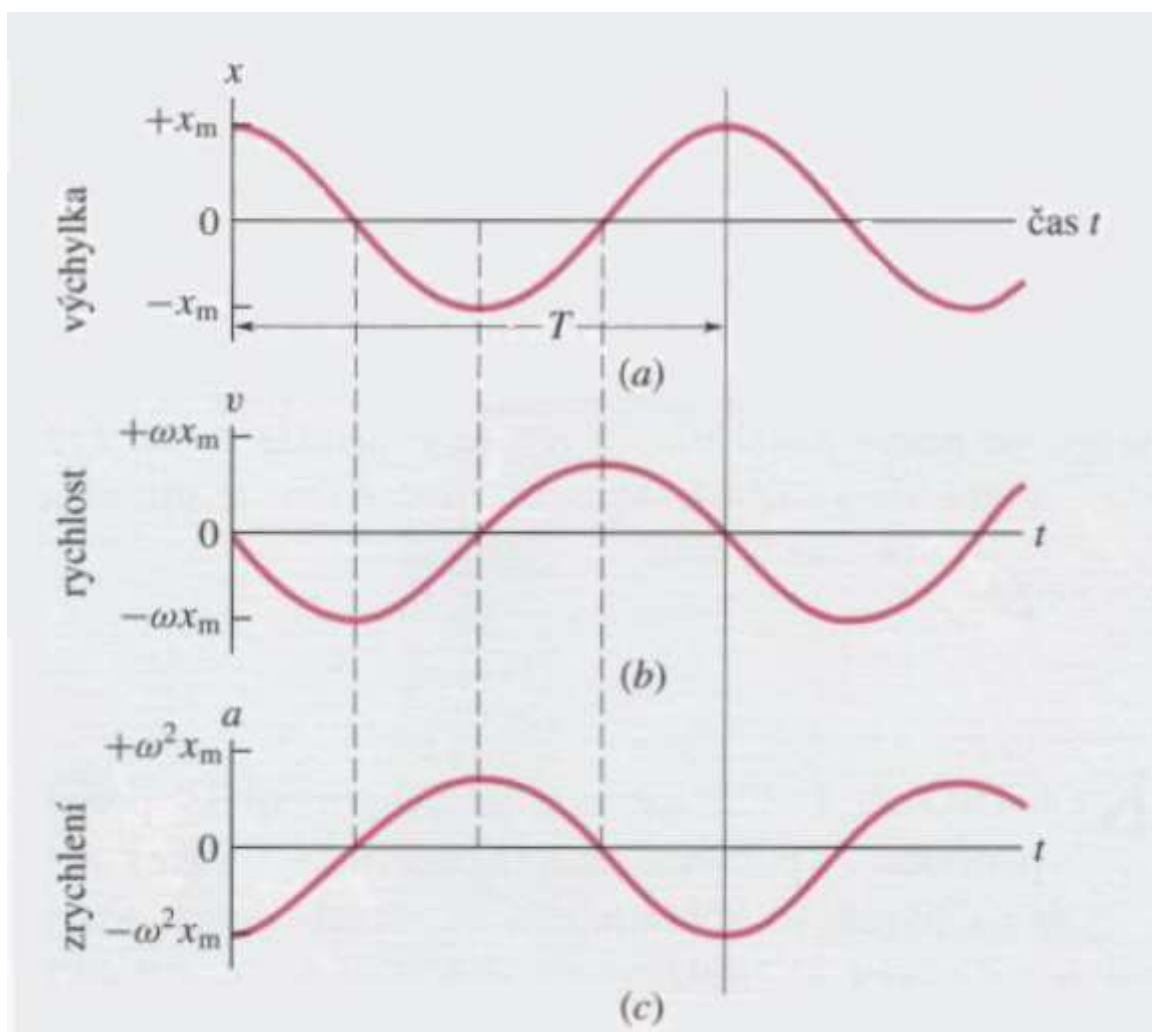
Platí zde princip superpozice, kdy se jednotlivé kmity skládají v jeden výsledný, přičemž se žádný z nich neovlivňuje. Jsou-li kmity stejnosměrné se stejnými frekvencemi, pak platí:

$$s = s_1 + s_2 \quad (16)$$

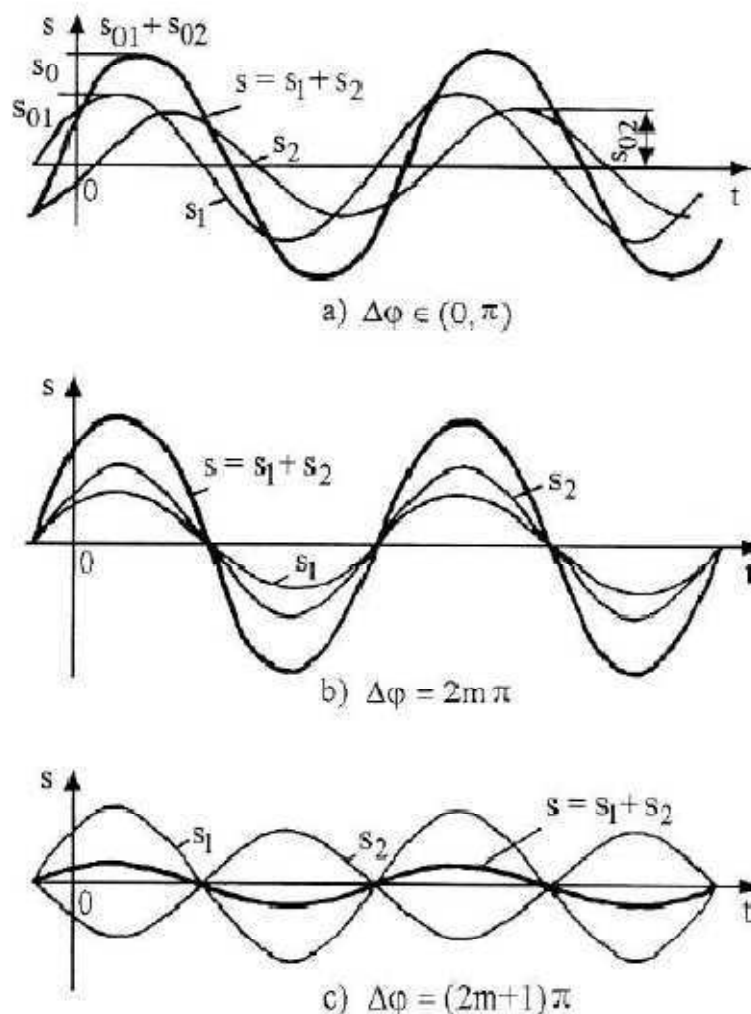
$$s_1 = s_{01} \sin(\omega t + \phi_{01})$$

$$s_2 = s_{02} \sin(\omega t + \phi_{02})$$

Pokud nejsou kmity stejnosměrné, musejí se sčítat pomocí vektorů.



Obr. 2.2 Fázové posuvy výchylky, rychlosti a zrychlení kmitavého pohybu [3]



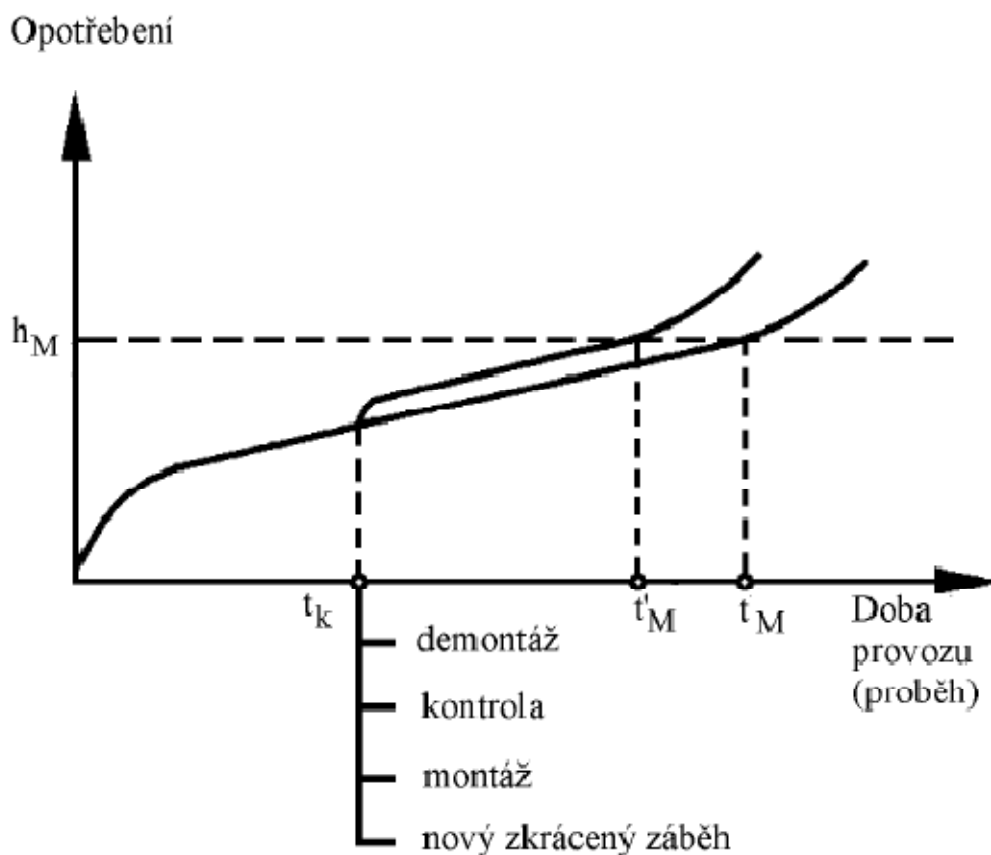
Obr. 2.3 Ukázky skládání stejnosměrných harmonických kmitů [1]

3. Technická diagnostika

Technickou diagnostiku lze označit jako vědní obor, zabývající se sledováním změn stavů technických zařízení, studiem metod a postupů pro zjišťování těchto stavů. Zabývá se taktéž principy stavby a vývoje diagnostických systémů. Technickou diagnostiku lze rozdělit na destruktivní a nedestruktivní. Většího významu má diagnostika nedestruktivní, neboť nám dovoluje po diagnóze zařízení, toto dále provozovat, je-li ve stavu funkčním.

Technická diagnostika má dva hlavní principy, kterými se řídí:

- **objektivnost** – jednoznačnost a opakovatelnost. Měření opakovaná na tomtéž zařízení v témže stavu musí vest ke stejnému výsledku. Diagnostika nesmí záviset na pocitu člověka.
- **racionálnost** – bezdemontážní hodnocení stavu objektu. Zamezuje vzniku rozdílu v stavu demontáží a opětnou montáží objektu diagnózy.



Obr. 3.1 Vliv demontáže součásti na její opotřebení [2]

h_M ... mazní hodnota opotřebení

t_k ... doba provozu, při které se provádí kontrola

t_M ... doba provozu do mezního opotřebení bez předchozí demontáže

t'_M ... doba provozu do mezního opotřebení s předchozí demontáží

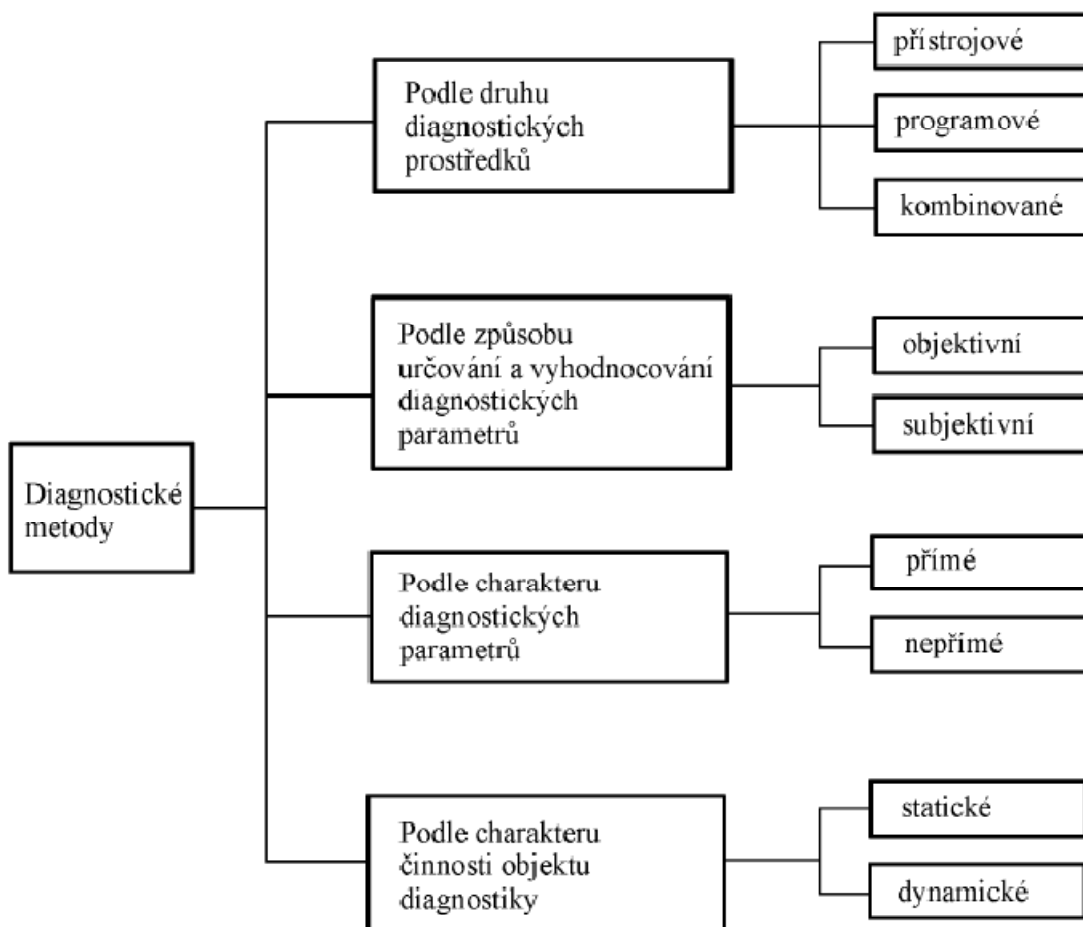
Z obr. 3.1 je vidět, že demontáž kontrolované součásti může mít velký vliv na opotřebení a trvanlivost součásti. Moderní konstrukce vozidel a i jiných technických zařízení neumožňují naprostou berdemontážní diagnostiku. Proto je potřeba vždy pečlivě volit kompromis pro co nejmenší vliv demontáže na provoz celého systému.

3.1 Rozdělení diagnostiky podle účelnosti

- **provozní diagnostika** – zabezpečuje spolehlivost provozu za chodu systému. Je určena k diagnostice celého systému bez přímého zásahu uživatele. Demontáž je prováděna jen zřídka, pro potřebu odkrytí přístupových bodů.
- **dílenská diagnostika** – zkoumá již demontované součásti ze systému. Diagnostický proces je prováděn bez závislosti na systému, z kterého byl demontován.
- **výzkumná a zkušební diagnostika** – spojená s výzkumem a vývojem spolu se zkoušením. Metody spojené s výzkumnou a zkušební diagnostikou nebývají používány v samotném provozu objektu.

Obor diagnostiky je velmi rozsáhlým vědním oborem a zahrnuje rozličné množství postupů a druhů vyhodnocování stavů objektů diagnostiky. Je možné ji rozdělit na podskupiny metod a

prostředků (obr. 3.2 a obr. 3.3), jejichž kombinování dovoluje rychlé a efektivní predikování možných poruch, jejich vyhodnocení i stavů, ve kterých součást nachází.



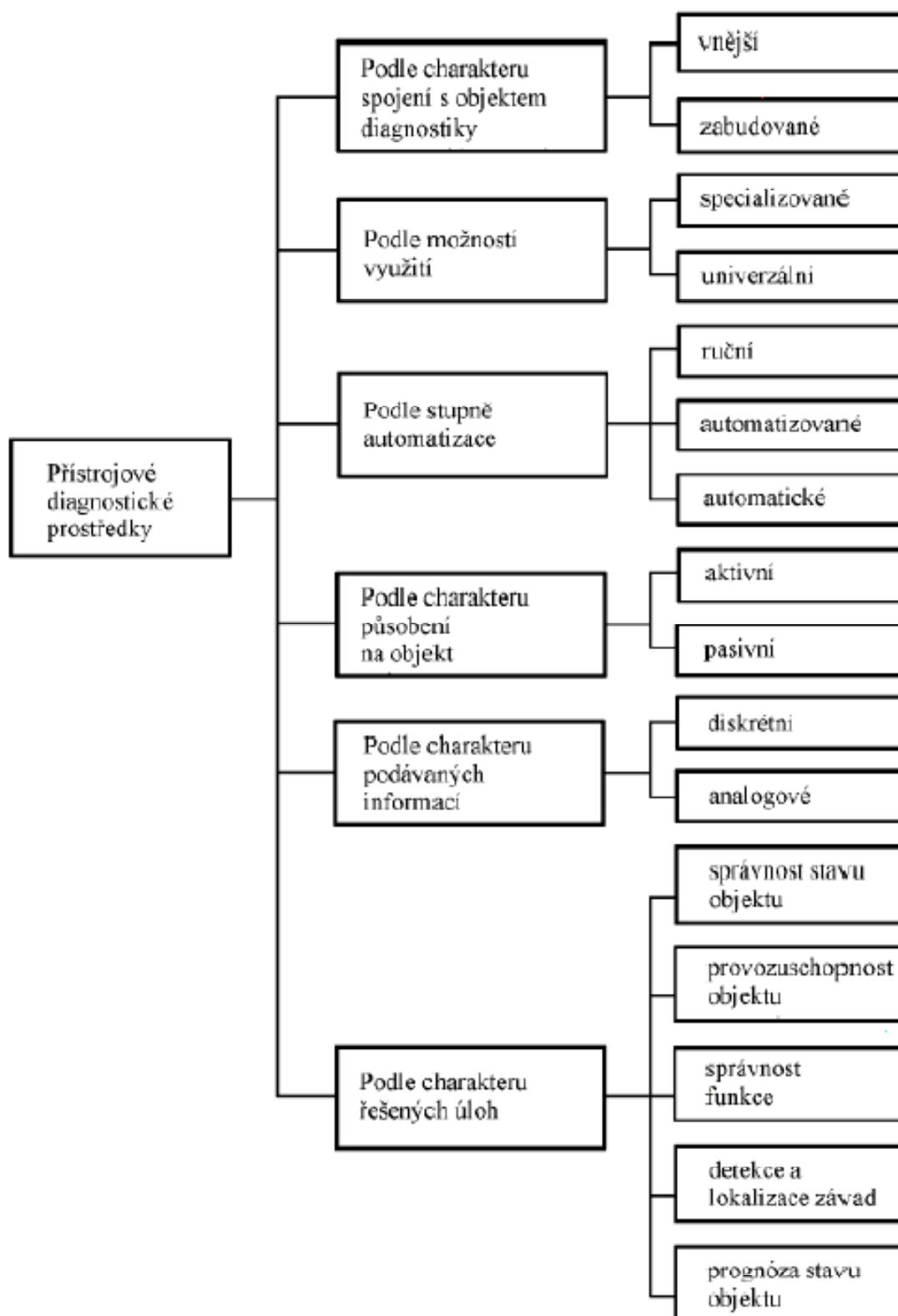
Obr. 3.2 Rozdělení diagnostických metod [2]

Vhodnou kombinací je možné dosáhnout zefektivnění činnosti, s tím spojené lidské práce, doby trvání diagnostického procesu, jeho kvality a přínosu pro vyhodnocování, ale může přinést i výrazné ekonomické úspory. I přesto, že jsou současné systémy stále propracovanější, sofistikovanější a častokrát pracují bez zásahu člověka, je stále nutná odborné a zkušené posouzení vhodnosti použití diagnostické metody za pomoci diagnostického prostředku.

Dále v diplomové práci se zaměřím na popis vibračních metod, protože nejlépe odpovídají problematice kmitů strojních součástí.

3.2 Vibrační metody

Kmitání, vibrace nebo chvění jsou přirozenými vlastnostmi každého reálného pracujícího stroje. Je do značné míry ukazatelem stavu daného stroje. Nejčastěji se tato problematika vibrací spojuje s ložisky, hřídeli a jinými rotujícími mechanizmy, klikovými mechanizmy apod. Jsou projevem konstrukčních, výrobních nepřesností, či jen neodborným zacházením při montáži. K určení míry vibrací v systému jsou dvě základní metody. Nejjednodušší je **širokopásmově změřit celkovou úroveň vibrací**. Více informací lze získat ale **metodou**



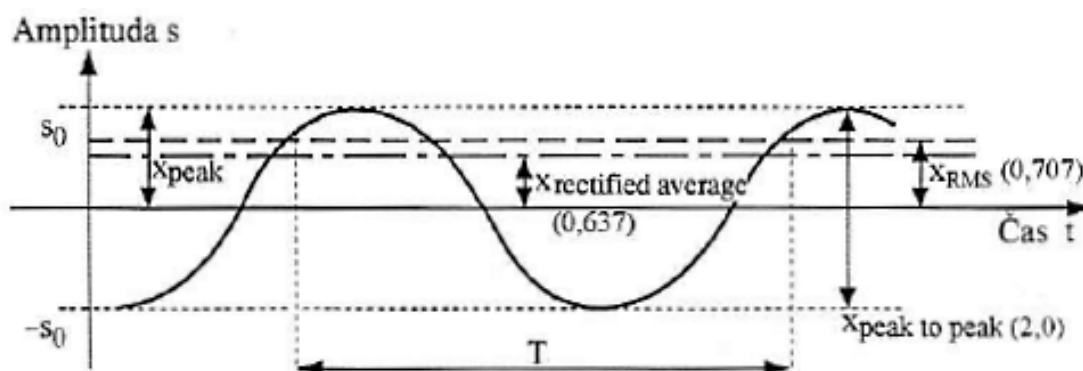
Obr. 3.3 Rozdělení diagnostických prostředků [2]

kmitočtové analýzy. Ta umožňuje získat charakteristická kmitočtová spektra, které jsou vhodná pro vzájemná porovnání stejné součásti, pracující např. ve stejných podmínkách, ale v jiném stádiu opotřebení. Sledováním tak lze bezdemontážně lehce detekovat, lokalizovat i předikovat poruchu. Jelikož převážná většina strojů se projevuje neharmonickým kmitáním, které nelze jednoduše matematicky popsat, či graficky znázornit, musí se za pomoci složitějších metod popisovat na základě statistických charakteristik prostřednictvím pravděpodobnostních hodnot.

3.2.1 Hodnocení vibrací v časové oblasti

Grafické vyjádření vibrací v časové oblasti ukazují momentální výchylku z rovnovážné polohy v závislosti na čase (obr. 3.5). Pro vyhodnocování v praxi se z velkého množství informací a naměřených veličin se v časové oblasti (viz obr. 3.4) využívají tyto:

- vrcholová hodnota (X_{peak}) – udává maximální amplitudu. Popisuje mechanické rázy.
- maximální rozkmit ($X_{\text{peak to peak}}$) – maximální přípustné namáhání a vůle systému.
- střední hodnota ($X_{\text{rectified average}}$) – popisuje časový průběh sledovaných vibrací.
- efektivní hodnota (X_{RMS}) – často využívána. Vztahují se k ní energetické hodnoty vibrací a nese informace o časovém průběhu.
- crest factor – poměr mezi vrcholovou a efektivní hodnotou. Pro sinusový průběh je $\sqrt{2}$. Roste s opotřebením.



Obr. 3.4 Časové rozvinutí výchylky s charakteristickými informacemi [1]

3.2.2 Kmitočtová analýza

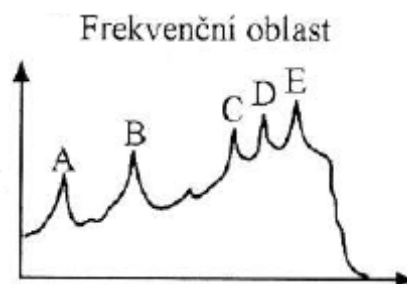
Je založena na transformaci časové oblasti do oblasti kmitočtové/frekvenční. To znamená vibrace nahradit posloupností jejích kmitočtových složek. Důvodem je, že časový signál obsahuje informaci, kdy se jev stal, kdežto frekvenční oblast obsahuje kmitočtové spektrum, které udává, kolikrát se určitý stav objevuje v sledovaném signálu. Porovnání časové a frekvenční oblasti je na obr. 3.5 a obr. 3.6. K rozkladu komplexního signálu s časové oblasti slouží frekvenční analyzátor s pásmovou propustí o určitém rozsahu $f_1 - f_2$ nebo častěji rychlou Fourierovou transformací (FFT).

Každý periodický signál s diskretním kmitočtovým spektrem lze rozložit na jednotlivé celistvé harmonické složky.

$$x(t) = x_0 + x_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + x_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + x_3 \sin(3\omega t + \varphi_3) + \dots + x_n \sin(n\omega t + \varphi_n) \quad (17)$$



Obr. 3.5 Vibrace v časové oblasti[1]



Obr. 3.6 Vibrace ve frekvenční oblasti[1]

kde:

x_0 ... stejnosměrná složka

$x_1 - x_n$... 1. – n-tá harmonická složkas

nebo

$$y(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} c_n \sin(n\omega t - \phi_n) \quad (18)$$

kde

a_0 ... statistická složka amplitudy signálu $y(t)$

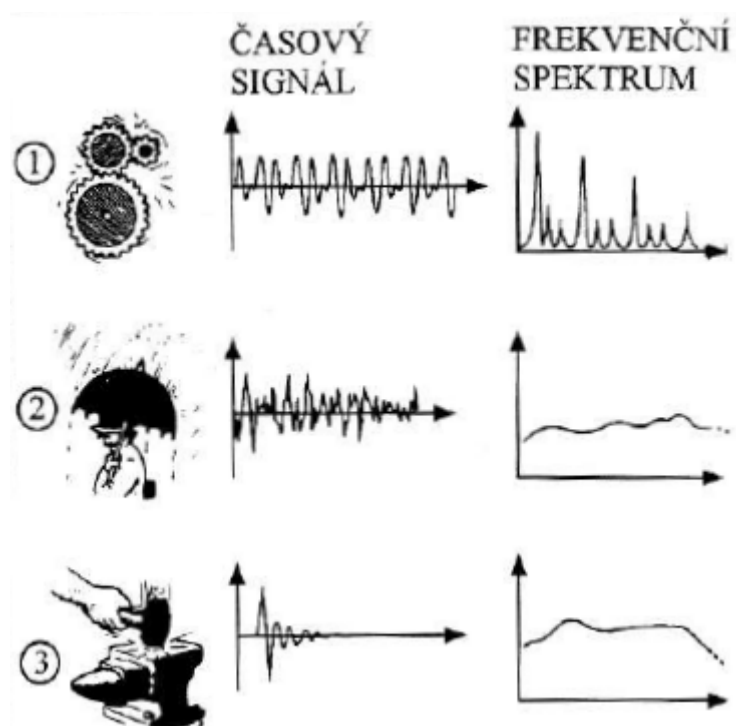
c_n ... koeficienty Fourierovy řady

Průběh náhodných signálů lze určovat jen s jistou pravděpodobností.

Jak lze z výše uvedeného poznat existují dva základní druhy signálů:

- **stacionární** – je v čase neměnný. Dále se rozdělují na:
 - **deterministické** – lze přesně popsat okamžité hodnoty signálu
 - **náhodné** – popsateľné jen pomocí statistických veličin
- **nestacionární** – v čase se mění.
 - **trvalé** – (např. déšť) je popsateľný podobně jako deterministický signál
 - **přechodové** – je možná ho hodnotit pouze individuálně v čase

Z obr. 3.7 vychází, že potřebám diplomové práce nejlépe odpovídá případ číslo 1, což je stacionární deterministický signál s nespojitým frekvenčním spektrem. Na rozdíl od zbývajících dvou případů pro jeho popsání postačí frekvenční analýza.



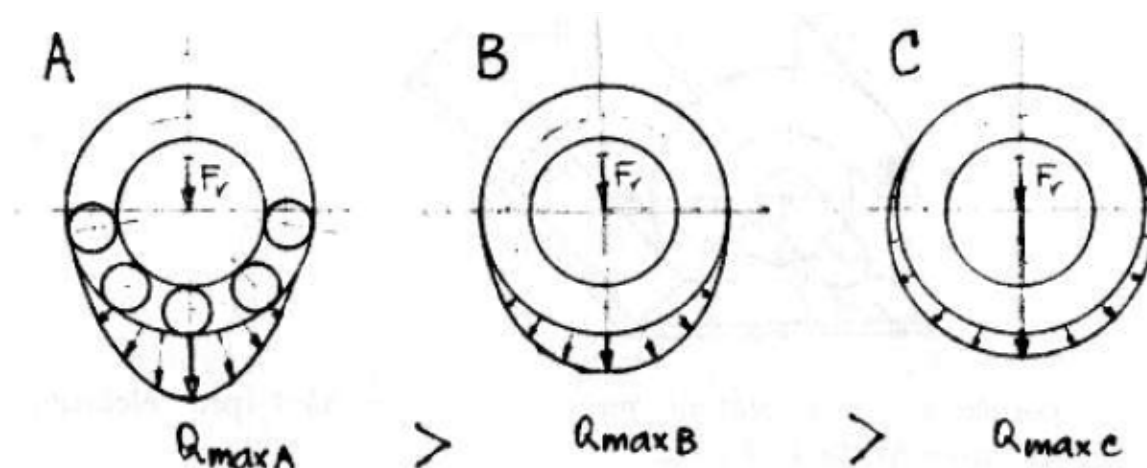
Obr. 3.7 Porovnání signálů [1]

3.3 Diagnostika ložisek

Ložiska jsou vděčným příkladem termínu bezdemontážní diagnostika, nejen protože jediný způsob, jak pravdivě zjistit stávající stav, je měřit chování ložiska za provozu, ale též demontování a následné skládání zpět by bylo zdlouhavé a hrozilo by uvolnění a vymezení nežádoucích vůlí. Ložiska zároveň patří k nejčastěji sledovaným a měřeným částem, neboť přenášejí kmitavý pohyb systému na rám systému. Je tedy velmi namáhané a proto i poškoditelné. Trvanlivost ložisek je ovlivněna několika faktory:

- kvalita výroby
- způsob montáže ložisek
- provozní zatížení
- způsob mazání a kvalita maziva
- přídatná dynamická provozní zatížení = nepřesnosti při montáži (excentricita, nesouosost, atd.)

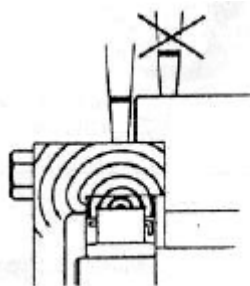
Velký vliv na trvanlivost ložisek má radiální vůle mezi valivými elementy a oběhovým kolem. Na obr. 3.9 je ukázka vlivu radiální vůle na rozložení napětí $Q_{\max}$. Je-li vůle V_r větší než nula, do přenosu je zapojeno méně valivých těles. Naopak, je-li V_r menší nule, pak se do přenosu zapojuje více jak polovina tělísek a tím se více rozloží vnější zatížení ložiska. Je zde ale další člen a tím je teplota a teplotní gradient. Poté je naopak menší vůle na závadu a může docházet k opotřebovávání. Při volbě ložiska a jeho parametrů je tedy nutné počítat s více faktory působících při provozu.



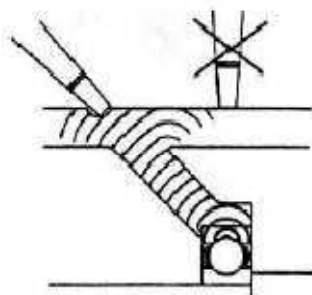
Obr. 3.9 Vliv radiální vůle na rozložení sil a napětí [4]

3.3.1 Měřicí místa na ložiscích

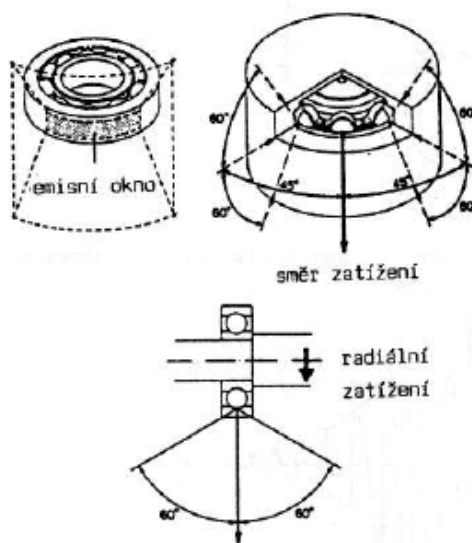
Měření a umístování měřičů má svá pravidla a podmínky pro co nejpřesnější měření s co nejméně zkresleními. Toto upravují 4 pravidla umístění – obr. 3.11 až 3.14



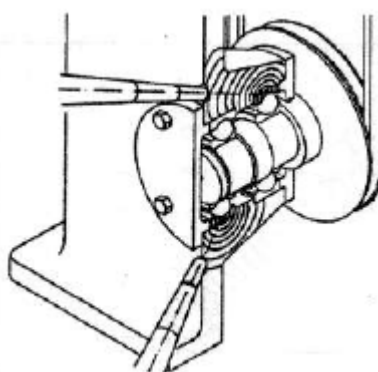
Obr. 3.11 mezi cestou signálu smí být pouze jedno přerušení materiálu [4]



Obr. 3.12 Směr signálu mezi ložiskem a měřícím místem musí být přímý a průchozí. Vzdálenost mezi ložiskem a měřičem nesmí být větší jak 75 mm. [4]



Obr. 3.13 měřící místo musí ležet v emisním okně [4]



Obr. 3.14 hlavní osa snímače musí směřovat přímo na osu zatížení ložiska (max. odchylka od toho směru je 5°) [4]

Kmitání jako takové pokud se jeho maximální hodnoty pohybují v jistých mezních hodnotách, nejsou hrozbou pro funkčnost ložisek potažmo ústrojí. Problémy nastávají, pokud se v ložiscích začnou objevovat závady, či poruchy únavou materiálu. Mezi nejčastější jsou zaznamenávány pitting (povrchová únava materiálu a drolení částecek – zvětšování vůle), koroze (od nečistot v mazivu), rýhování tvrdými částeckami (písek, prach), aj. Vzniklé poruchy jsou budiči ostrých rázů, které měříme jako kmity.

3.3.2 Dynamické zatěžování a trvanlivost

Pro statické zatížení platí:

$$L = \left(\frac{C}{P_s} \right)^m \quad (19)$$

kde: L ... trvanlivost ložiska s pravděpodobností poškození 10 %.

C ... dynamická únosnost valivého ložiska (podle výrobce)

P_s ... ekvivalentní dynam. zatížení ložiska $P_s = F_s$ - statické zatížení

m ... mocnitel (pro kuličková ložiska =3)

Pro radiální zatížení ložisek se dynam. zatížení projeví:

$$L^1 = \left(\frac{C}{P_C} \right)^m, \quad P_C = F_C \quad (20)$$

Poměr základní trvanlivosti:

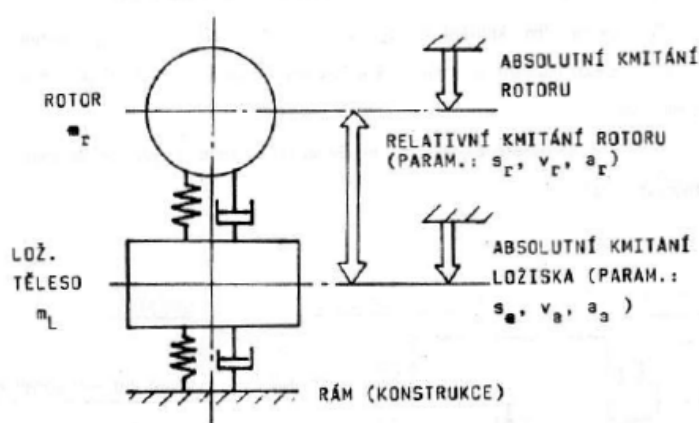
$$\frac{L^1}{L} = \left(\frac{P_C}{P_S} \right) \quad (22)$$

Celkové zatížení ložiska:

$$F_c = F_s + F_d = m_r(g + a_r) \quad (23)$$

kde F_s ... radiální statické zatížení [N]
 F_d ... radiální dynamické zatížení
 g ... tíhové zrychlení [m/s²]
 m_r ... hmotnost rotujícího tělesa [kg]
 a_r ... relativní zrychlení tělesa

3.3.3 Relativná kmitání soustavy



Obr. 3.15 Dynamický model uložení rotační části [4]

Při diagnostice kmitání se měří hlavní amplituda rychlosti absolutního kmitání ložiska. Lze určit z kmitočtového spektra. Vztah mezi relativním a absolutním kmitáním je: $s_r = (5-10) s_a$. Charakteristiky absolutního kmitání ložiskového tělesa:

rychlost :

$$v_a = s_a \cdot \omega_r \quad (24)$$

zrychlení:

$$a_a = s_0 \cdot \omega_r^2 = v_a \cdot \omega_r \quad (25)$$

Dynamická složka síly na ložisko:

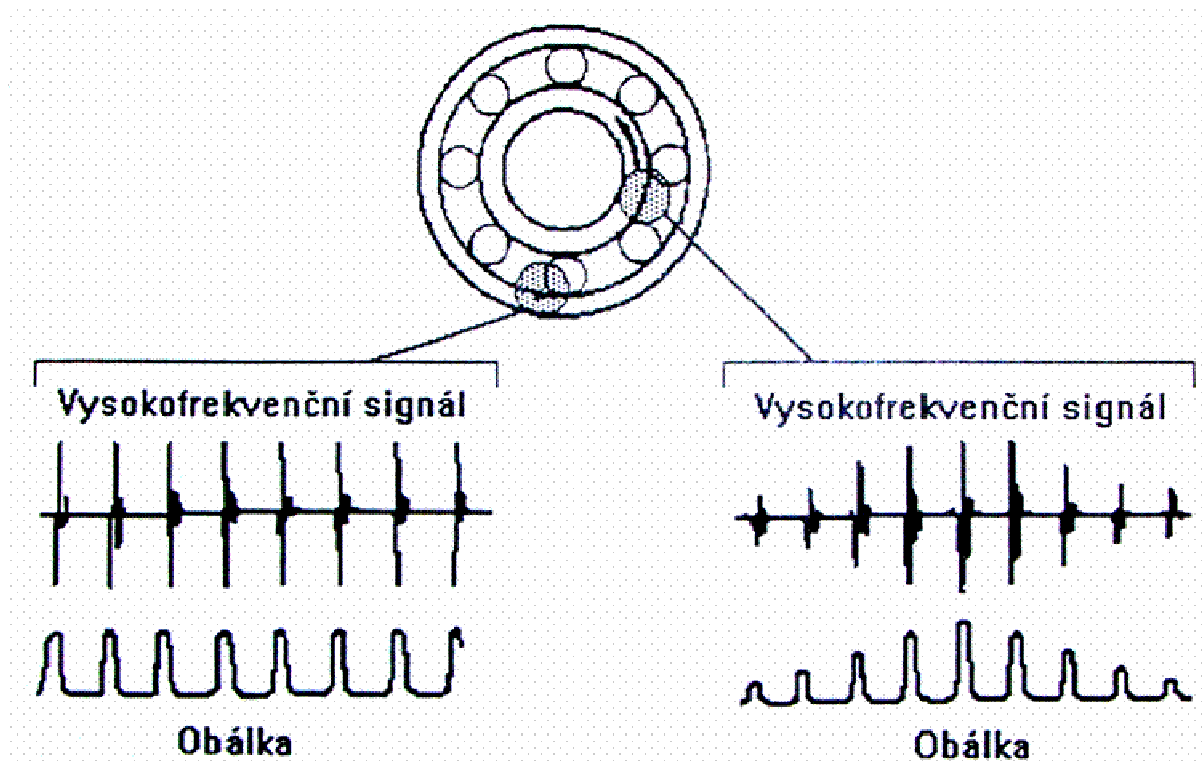
$$F_d = m_r a_a = m_r v_a \omega_r \quad (26)$$

pak

$$F_c = m_r(g + a_r) \rightarrow F_c = m_r(g + v_a \omega_r) \quad (27)$$

3.3.4 Buzení rázu a kmitů

Dojdeme-li k únavovému poškození oběžných drah, nebo valivých elementů, stává se ložisko budičem kmitání. Jedná se o rázové buzení vznikající vnikáním těles do poškozených částí v zatížené oblasti.



Obr. 3.16 Příklady rázového buzení poškozených částí ložiska [4]

Frekvence vad vnitřního oběžného kola:

$$f_i = \frac{1}{2} N f_r (1 + \gamma) \quad (28)$$

Frekvence vad klece valivého elementu:

$$f_k = \frac{1}{2} f_r (1 - \gamma) \quad (29)$$

Frekvence vad vnějšího oběžného kola:

$$f_o = \frac{1}{2} N f_r (1 - \gamma) \quad (30)$$

Frekvence vad valivého elementu:

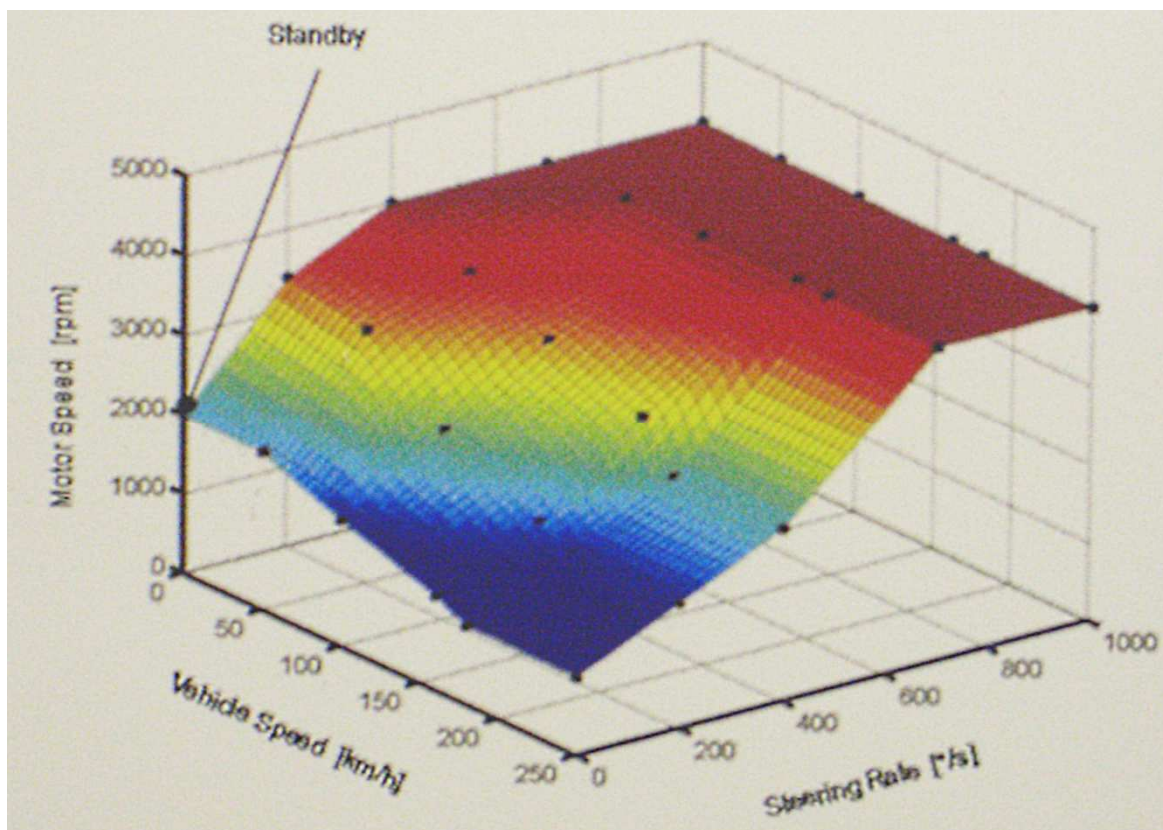
$$f_{iv} = \frac{d_s}{d_o} f_r (1 - \gamma^2) \quad (31)$$

4. Návrh testovacích režimů

Úkolem diplomové práce je zjistit buzení kmitů řídicí jednotky hydraulického čerpadla (dále jen MPU = motor pump unit) v různých provozních podmínkách a to jak od samotného systému řídicí jednotky, tak i od vnějších vlivů, čímž jsou v tomto případě možné vibrace od podvozku, které se mohou přes karoserii promítnout do upevnění tělesa jednotky. Cílem je tedy zjistit, zda se rázy od náprav vozidla budou projevovat i v jednotce MPU.

Vycházejí z těchto cílů, jsem se snažil sestavit testovací cyklus, který by zároveň pokryl změny pracovního zatížení MPU v různých režimech. Na obr. 4.1 je tzv. mapa pracovních režimů jednotky MPU. Udává závislosti otáček čerpadla (motor speed) na rychlosti vozidla (vehicle speed) a rychlosti natočení sloupku řízení (steering rate). Řídicí jednotka získává z řídicí jednotky vozidla hodnoty rychlosti vozidla a natočení sloupku, zpracovává a podle hodnot jim přiřazuje podle mapy uložené v paměti příslušné otáčky čerpadla.

Jelikož pro testování vozidel na okruzích nejsou vytvořeny žádné normy a automobilové závody si podobná svá „know-how“ cení a střeží, použil jsem jako předlohu pro návrh testovací okruhu IDIADA, Španělsko (obr. 4.2). Tento okruh byl otevřen v roce 1994 a slouží jako velmi moderní možnost testování pro automobilky, které nevlastní svůj vlastní polygon. Celý areál je rozdělen do 13 částí, které poskytují bohaté možnosti testování. Patří mezi ně okruh pro vysoké rychlosti, trať pro měření externího hluku, plochy pro dynamické zkoušky A a B, trať pro řízení, univerzální okruh, okruh pro test akcelerace, převýšení, brzdící plochu, trať s mokřým povrchem, off-road trať, a 2 tratě pro testování komfortu. Právě tratě pro testování komfortu jsem použil jako možné podklady pro režimy jízdy.

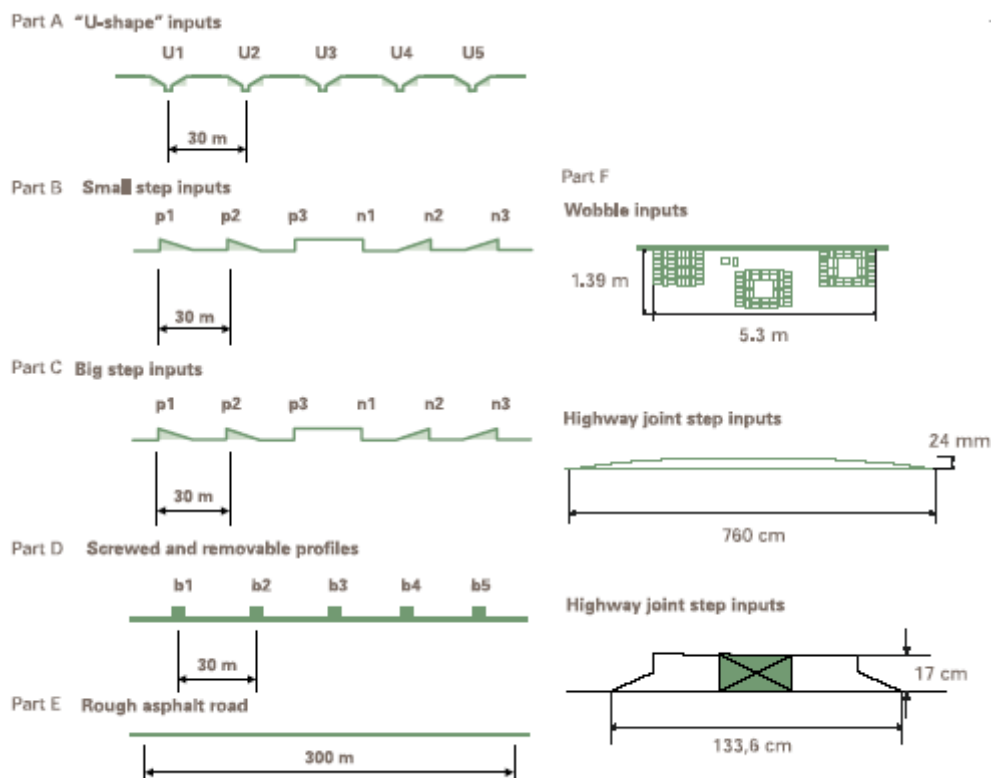


Obr. 4.1 Pracovní režimy jednotky MPU [6]



Obr. 4.2 Okruh IDIADA z leteckého pohledu [5]

4.1 Sestavení testovacího režimu



Obr. 4.3 Překážky tvořící povrch okruhu A pro testování komfortu [5]



Obr. 4.4 Povrchy na okruhu B pro testování komfortu [5]

Návrh testovacích cyklů:

1. Přímý úsek s konstantní rychlostí bez překážek na vozovce – situace má simulovat stav, kdy jsou minimální vibrace od podvozku, úhlová rychlost natočení sloupku je nulová a jednotka tak budí sama vibrace závislé pouze na rychlosti vozidla. Rychlosti 50, 90 a 130 km/h jsou zvolena jako legislativně povolené maximální rychlosti v obci, mimo obec a na dálnici. Do rychlosti 50 km/h není žádná změna otáček čerpadla, proto není potřeba rychlosti nižší než 50 km/h. To samé platí po překročení rychlosti 150 km/h.

Rychlosti: do 50 km/h

70 km/h
90 km/h
110 km/h
130 km/h
150 km/h

2. Přímý úsek bez překážek se zrychlováním/zpomalením – tento režim nemá kvalitativní význam, neboť by docházelo ke zkreslování měření při řazení rychlostních stupňů, kdy řidič přendává ruku z volantu na řadicí páku a jakékoliv lehké natočení sloupku řízení by se projevilo ve zvýšení otáček čerpadla. Proto tedy v žádném režimu nebudeme změnu rychlosti uvažovat.

3. Příímý úsek s nerovnostmi na povrchu vozovky – vzniká přírůstek vibrací od rázů
zavěšení kol do karoserie
průjezd překážek různými rychlostmi pro reálný provoz (kanál, výmol, koleje,
polní/nezpevněná cesta) 30 km/h (město)
70 km/h (mimo město)
(dlažba, nerovná vozovka) 50 km/h
(panelová vozovka - dálnice) 130 a 150 km/h
4. Příímý úsek s překážkami/místní změnou povrchu – vzniká přírůstek vibrací od rázů
zavěšení kol do karoserie
průjezd překážek různými rychlostmi pro uzavřený okruh mimo provoz (simulované
okruhové překážky viz. podklady okruhu IDIADA)
výstupky – 50km/h
výstupky – 70 km/h
výstupky – 90 km/h
„U výmol“ – 50 km/h
„U výmol“ – 70 km/h
„U výmol“ – 90 km/h
„trasa houpaní“ – 50 km/h
„trasa houpaní“ – 70 km/h
„trasa houpaní“ – 90 km/h
hrubý asfalt – 50, 70, 90, 110, 130 km/h
„pavé“ povrch – 50, 70, 90, 110, 130 km/h
5. Zatáčka bez překážek – situace jako 1. ale jednotka MPU je více zatížena podle
velikosti úhlové rychlosti. Prudkost natočení volantu a sloupku řízení – rychlost
natočení, je zohledněna rychlostí, kterou vjíždíme do zatáčky.
6. Zatáčka s překážkou – přírůstek vibrací od odpružení
Snížení rychlosti při nájezdu do zatáčky → zvýšení otáček čerpadla = větší vibrace +
náraz v zatáčce = další vibrace od podvozku a karoserie
Reálný provoz: (výmol) 20 – 30 km/h
(dlažba, nerovná vozovka) 30 - 40 km/h
uzavřený okruh
výstupek – 20 km/h
výstupek – 50 km/h
výstupek – 70 km/h
„U výmol“ – 30 km/h
„U výmol“ – 50 km/h
„U výmol“ – 70 km/h
hrubý asfalt – 30, 50, 70, 90, 110 km/h
„pavé“ povrch – 30, 50, 70, 90, 110 km/h

7. Parkoviště – malá pohybová rychlost, minimum vibrací od povrchu (pokud je kvalitní povrch), maximum výkon jednotky MPU + náraz do překážky (obrubník)

Tento návrh by měl zahrnovat veškeré významné situace, které by mohly nastat v provozu a projevit se na vzniku vibrací jednotky MPU a mohla by být s výjimkami okružových úseků provedena v na běžných pozemních komunikacích. Bohužel testovaný vůz Škoda Roomster, který je ve vlastnictví ústavu automobilního a dopravního inženýrství, je zatěžkán smlouvou zakazující jeho provoz na veřejných komunikacích. Tím se veškeré možnosti testování výrazně zúžili neboť prostorách areálu fakulty strojního inženýrství, kde se smí vůz pohybovat je jednak omezení rychlostí, ale i jakékoliv měření s překážkami je zde znemožněno a podle toho také byl vytvořen *nový redukováný návrh režimů*:

1. Měření vibrací vznikajících prací čerpadla stojícího vozu, kdy je volant natáčen z krajního rejdu do druhého krajního rejdu.
2. Měření vibrací vznikajících prací čerpadla stojícího vozu, kdy je volant natáčen do jednoho krajního rejdu.
3. Přímý úsek s konstantními otáčkami 2200 ot/min a 4000 ot/min a kvalitním asfaltovým povrchem.
4. Přímý úsek s konstantními otáčkami 1300 ot/min a 3300 ot/min a nekvalitním povrchem. Parkoviště u FEKT (obr. 4.5)
5. Přejezd přes nerovnost – zpomalovací retardéru. Rychlost přejezdu 30 km/h.
6. Nájezd na obrubník – rychlost 10 km/h. Výška obrubníku 8cm.



Obr. 4.5 Parkoviště simulující komunikaci s nekvalitním povrchem

Rozměry zpomalovacího retardéru:

MP-5

Rozměry (d x š x v) 420 x 500 x 50 mm

Hmotnost 8 kg

Maximální přejezdová rychlost daná výrobcem (HIT Hofman s.r.o.): 30 km/h.



Obr. 4.6 Zpomalovací retardér firmy HIT Forman s.r.o. [7]

5. Měřicí řetězec

Byl použit měřicí řetězec složený s komponent firmy Brüel & Kjær:

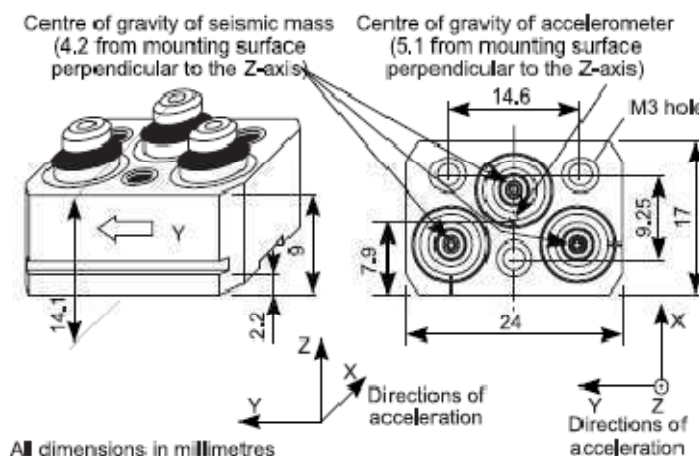
1. Snímač: triaxial charge accelerometer type 4326 A 001 [8]

- piezoelektrický snímač s třemi nezávislými výstupy pro vysoce přesné simultánní měření ve třech vzájemně kolmých osách. Každý ze snímačů je individuálně kalibrovatelný.



Charakteristika:

piezoelektrický akcelerometr je sám o sobě zdrojem elektrického náboje. Citlivost je dána v jednotkách náboje za jednotku zrychlení (pC/g). Využívá tzv. ThetaShear designu, který zahrnuje šterbinový válcový nosník držící centrální seismickou hmotu, která je lemována dvěma piezoelektrickými deskami. Tato sestava je pak pevně sevřena krytkou. Optimální přesnost a spolehlivost zabezpečuje molekulární adheze mezi členy, která je drží pospolu. Tento systém zároveň chrání před dalšími nežádoucími efekty, jako jsou magnetické vlivy, akustická pole apod.



Obr. 5.1 Rozměry trojosého snímače zrychlení

Technická data:

	Jednotky	Hodnoty
Dynamické charakteristiky		
Nábojová citlivost	pC/g	$3 \pm 15 \%$
Resonanční frekvence	kHz	x: 27 y: 24 z: 48
Amplitudový rozsah	Hz	x: 1-9000 y: 1-8000 z: 1-16000
Příčná citlivost	%	< 5
Příčná resonanční frekvence	kHz	x: > 20 y: > 20 z: > 20
Elektrické charakteristiky		
Min. rozptylový profil	GΩ	≥ 20
Kapacita	pF	1000
Ukostření		elektricky izolovaný(>10MΩ)
Požadavky na okolní prostředí		
Teplotní rozsah	°C	-55 do 230
Max. rozsah otřesů (± vrcholy)	g pk	3000
Citlivost na základní napětí	g/μ	0,005
Citlivost na teplotní přechod	g/°C	0,03
Magnetická citlivost (50 Hz-0,03 Tesla)	g/T	0,5
Fyzické charakteristiky		
Hmotnost	gram	17
Materiál základny		Titan ASTM Gr.2
Konektor		10-32 UNF titan

2. Zesilovač: Charge to DeltaTron Converters-Type 2647-A [9]

- smysl zesilovačů je spojení snímačů se vstupy na vyhodnocovací jednotce (DeltaTron). Tento typ podporuje rozhraní IEEE 1451.4 (tzv. „chytré převodníkové rozhraní pro senzory a ovládací členy).



TECHNICKÉ SPECIFIKACE:

- zesilovače jsou zabudovány v malých nerezových ocelových trubicích o $\varnothing 7 \times 37,7$ mm, těžké méně než 6,3 gramů a opatřeny konektory 10 – 32 UNF (Koaxial) na obou

koncích. Na obrázku je též vidět speciální držák DV-0467, sloužící k upevnění a zabránění pohybu zesilovače.

- vstup je chráněn proti přetížení max. 300 nC a i proti záměně směru.
- výstup: rozsah 4-20 mA, napájecí napětí(nezatížené) je 24 až 26 V stejnosměrného proudu pro celý stanovený rozsah a 16 V s redukováným měřicím rozsahem. Předpětí je $13 \text{ V} \pm 1$ pro plnou teplotu a proudový rozsah. Maximální kolísání napětí je 14 V mezi vrcholy. Odpor na výstupu: $<40\Omega$.
- Prostředí: citlivost na vibrace (10 – 500 Hz) - $<50\mu\text{V}/\text{ms}^{-2}$.
citlivost na magnetické pole 50/60 Hz - $<30\text{mV/T}$
radiace – 10^4 RAD
teplotní rozsah - -40 až $+85^\circ\text{C}$
- Přenos:
- nominální citlivost: $1\text{mV/pC} \pm 2.5\%$
- teplotní koeficient: $0 \pm 100 \text{ ppm/K}$
- inherentní šumové napětí na výstupu: (pro 1 Hz – 22.4 kHz) $10 \mu\text{V}$
(pro 22.4 Hz – 22.4 kHz) $4.5 \mu\text{V}$
- inherentní hustota šumového napětí na výstupu: (na 10 Hz) $400 \text{ nV/Hz}^{1/2}$
(na 100 Hz) $100 \text{ nV/Hz}^{1/2}$
(na 1kHz) $50 \text{ nV/Hz}^{1/2}$
- dolní frekvenční limit: 0.17 Hz při kapacitním odporu snímače 1 nF.
- horní frekvenční limit: $> 50 \text{ Hz}$ při kapacitním odporu snímače 1 nF.
- fázové sjednocení: $\pm 1^\circ$ (3Hz – 1kHz) mezi jednotkami se stejným přepínáním rozsahů a se stejným vnějšími podmínkami.
- THD (2 Hz – 22 kHz): $< 0,1 \%$ na 1V RMS výstupního
- čas na zotavení z přetížení: $< 10\text{s}$ pro 1 mV/pC (odklon v rozmezí $\pm 1 \text{ V}$ finální hodnoty)

3. PULSE Type 3560-B-020 [10]

Univerzální analytický systém hluku a vibrací. PULSE systém zahrnuje PC s LAN rozhraním, PULSE softwarem, MS Windows, MS Office a hardware pro pořizování dat. Dokáže automaticky detekovat přídavná zařízení jako jsou nábojové měniče apod. Obsahuje též detekci přetížení a indikaci nesprávných úprav. Robustní design je navržen pro průmyslové využití.



Technické specifikace:

- frekvenční rozsah: 0Hz – 25.6 kHz
- AUX. kanály: 16 Aux. vstupů, 2 digitální výstupy
- simultánní kanály: 5 vstupů, 1 sinový výstup
- konektory: BNC
- napájení: stejnosměrné napětí (10 – 32V) nebo baterie (výdrž až 5 hodin)
- maximální přípustný teplotní rozsah: -10 to $+50^\circ\text{C}$
- vrcholné hodnoty vibrací při funkci: 12.7 mm , 15mm^{-2} , 5 – 500Hz
- přípustné magnetické pole: 30 A/m, 50 Hz

Kontrolní panel zprostředkující komunikaci mezi PC a PULSE pomocí LAN. Lze měřit napětí, nebo fyzikální veličiny jako pozice, rychlost, teplota... pomocí 12 pomocných vstupních kanálů. Spojení pro kontrolní jednotku měření intenzity zvuku je přes rozhraní RS-232. Přesun dat je pomocí TCP/IP protokolu.



Obr. 5.2 Kontrolní panel PULSE

Další specifikace:

A/D převod:	24-bit
Datový přenos:	24-bit, volitelně 16-bit
Vstupní napěťový rozsah:	7,071mV – 7,07V po 10dB krocích
Vstupní odpor:	mikrofon: 1M Ω , < 200pF CCLD: > 100k Ω , < 200pF
Absolutní vstupní maximum:	± 35 V bez poškození

Filtry horní propusti:

.0.1 dB:	10%	3 dB	Strmost
0.7Hz filtr:	0.15 Hz	0.073 Hz	20 dB/dec.
7Hz Digitální filtr:	1.45 Hz	0.707 Hz	20 dB/dec.
22.4 Hz filtr:	14.64 Hz	11.5 Hz	60 dB/dec.
Filtr intensity:	23.00 Hz	11.2 Hz	20 dB/dec.

Absolutní amplitudová jemnost (1kHz): ± 0.05 dB

Linearita zeslabovače: ± 0.05 dB

Amplitudová linearita:

0 do 60dB plná stupnice: ± 0.1 dB, typ. ± 0.01 dB

60 to 80dB plná stupnice: ± 0.2 dB, typ. ± 0.02 dB

80 to 100dB plná stupnice: typ. ± 0.05 dB

Hluk 10Hz – 25.6kHz:

Vstupní rozsah	Garantovaný	Typický
7.071mV	<2.5 (<16)	2.2 (<14)
22.36mV	< 3 (<19)	2.2 (<14)
70.71mV	<4 (<25)	2.5 (<16)
223.6mV	<6 (<38)	5.5 (<35)
707.1mV	<17 (<107)	13 (<82)
2.236 V	<50 (<313)	33 (<207)
7.071 V	<150 (<940)	100 (<625)
12 V	<250 (<1570)	150 (<940)

Překryv mezi 2-ma kanály (0-25.6kHz): Garantované
-100dB

Typické
-140dB

Potlačení součtového napětí:

	Garantovaný	Typický
0Hz - 120Hz	70dB	80dB

120Hz - 1kHz	55dB	60dB
1kHz - 25.6kHz	30dB	40dB
Absolutní maximální součtové napětí: $\pm 5V$ bez poškození		

Vyhlašovací filtr (zmenšení výskytu těch četností, které způsobují roztřepení alespoň o 90dB)

Filtr	Typ 3. druh Butterworth
-0.1dB	25.6kHz
-3dB	100kHz
Spád	-18dB/octáva

Pro získání údajů o otáčkách motoru vozu, čerpadla MPU a natočení sloupku řízení bylo nutné propojit přenosný počítač s programovým vybavením Super VAG s řídicí jednotkou pomocí VAG COM OBD2-USB kabelu.



Obr. 5.3. Spojovací kabel VAG COM OBD2-USB [11]

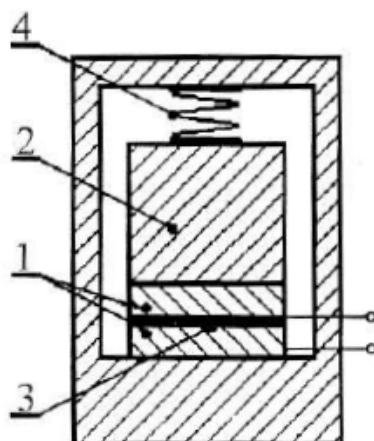
Kabel OBD-II umožní propojení vozu koncernu VW (Škoda) s počítačem a diagnostikovat je podobným způsobem, jako v autorizovaném servisu. Adaptér podporuje oba používané komunikační protokoly VW koncernu KWP-1281 a KWP-2000. Umožňuje přístup do veškerých řídicích jednotek, kterými je vůz vybaven jako např. motor, ABS, airbag, imobilizér, přístrojová deska, klimatizace, elektrická okna, centrální zamykání, rádio, navigace atd. Je možné čtení a mazání chyb zapsaných v těchto jednotkách, přizpůsobení nových klíčů, nových řídicích jednotek, odvzdušnění ABS, nastavení, vypnutí nebo zapnutí funkcí některých jednotek (aktivace tempomatu, vypnutí airbagu spolujezdce), nastavení servisních intervalů, kalibrace měřičů spotřeby, atd.

5.1 Princip činnosti snímače zrychlení

Nejčastěji používaným snímačem pro měření mechanického kmitání jsou piezoelektrické spínače tzv. akcelerometry. Což je i případ naší měřicí aparatury. Akcelerometry, jak je již patrné z jejich označení, jsou určeny ke měření zrychlení jak záporného tak i kladného. Síla, která působí na těleso a způsobuje jeho zrychlení, působí zároveň i na akcelerometr s ním spojený. Působí tak na tuhý piezoelektrický člen, který je stlačován a produkuje pod tímto stlačením náboj jemu úměrný. Měří zrychlení a proto je tento signál potřeba integrovat pro získání rychlosti a amplitud výchylek.

Schéma piezoelektrického snímače zrychlení na obr. 5.4, kde:

- 1 – piezoelektrické krystaly
- 2 – zatěžující hmota
- 3 – deskový snímač napětí
- 4 – přitlačná pružina



Obr. 5.4 Piezoelektrický snímač zrychlení [1]

5.2 Umístění snímače zrychlení

Z důvodů omezení výběru vhodného místa pro uchycení snímače na tělese jednotky MPU je potřeba použít pomocného příchytého držáku, který bude schopen udržet snímač v požadované poloze i při jízdních zkouškách. Což obnáší vyrovnávání změn zrychlení ve všech směrech a zároveň tento přídavek nesmí výrazně ovlivňovat měření. Proto musíme počítat s takovým upevněním, které se bude moci pevně, ale zároveň demontovatelně umístit na hliníkový housing MPU.



Obr. 5.5 Horní pohled na MPU

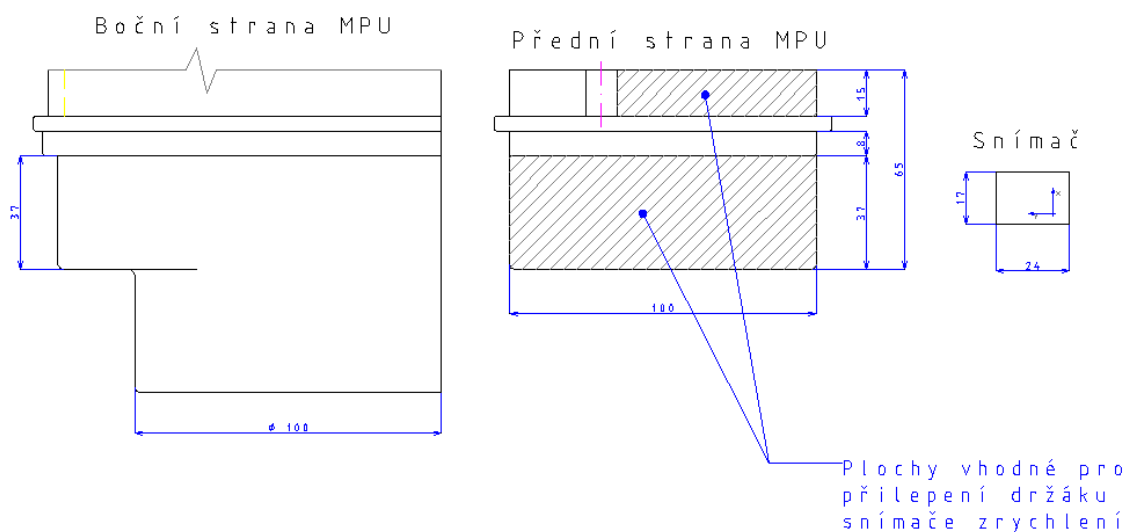


Obr. 5.6 Přední část housingu MPU

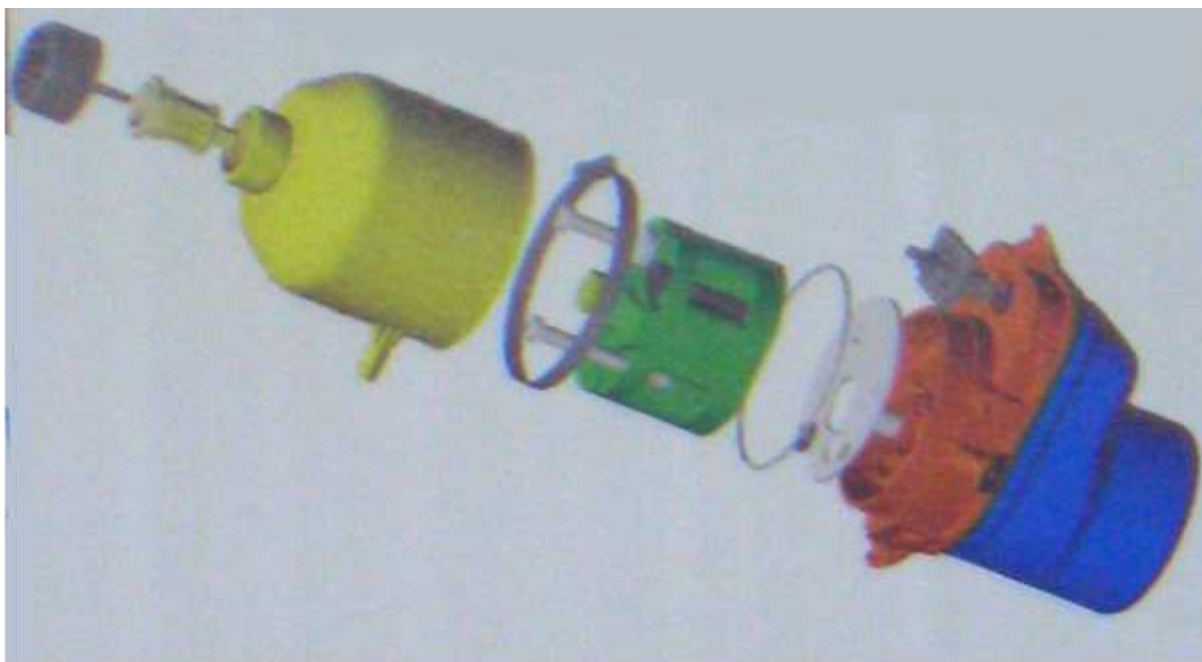


Obr. 5.7 Boční pohled na housing MPU

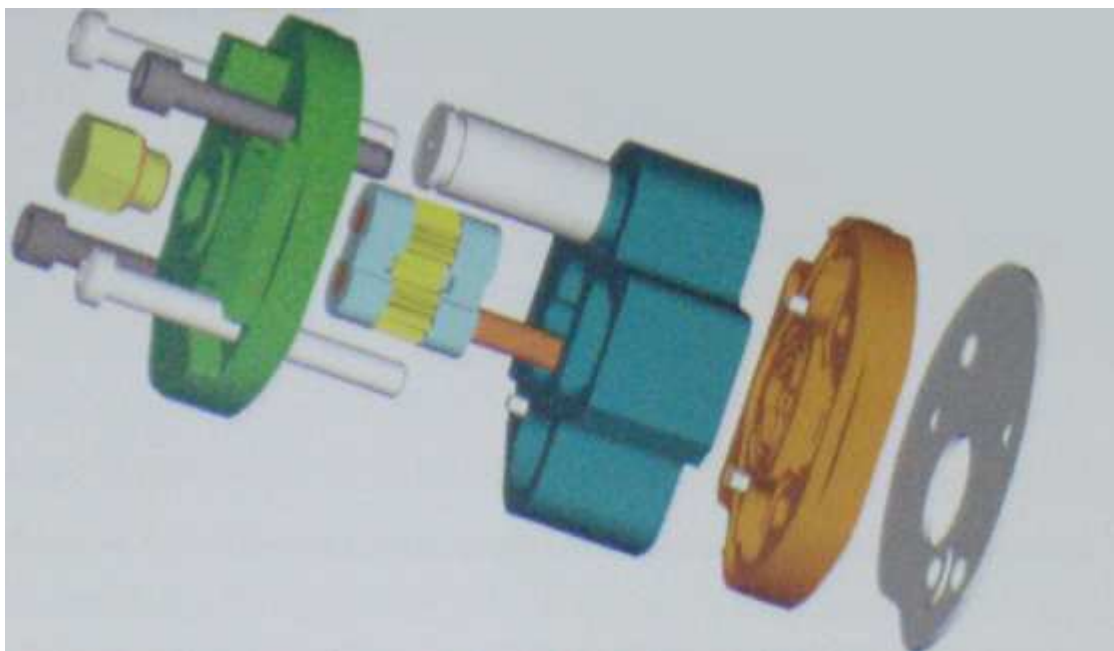
Jak je z obrázků 5.5 až 5.7 vidět, boční strana je pro uchycení držáku snímače nevhodná, neboť na rovná místa zasahuje držák jednotky MPU. Zůstává přední část housingu MPU. Obr. 5.8 ukazuje místa na přední části, kam je možné dostatečně pevně umístit snímač. Z obr. 5.9 a 5.10 je názorně vidět, že čerpadlová část jednotky zasahuje jen do horní části jednotky. Proto místem pro umístění snímače je horná část na přední straně housingu MPU.



Obr. 5.8 Použitelné plochy pro umístění snímače zrychlení



Obr. 5.9 Rozstřel jednotky MPU [6]



Obr. 5.10 Rozstřel čerpadlové jednotky [6]

5.3 Upevnění snímače zrychlení

Aby bylo možná upevnit akcelerometr pevně a stabilně, což je velice důležité pro co nejpresnější měření bez vlivů, které by mohli vznikat při volném, nepevném uložení nabízí firma Brüel & Kjær pro připevnění akcelerometru - typ 4326-A-001 [8] - několik přípravků:

1.) Připevňovací svorky UA-1408

Specifikace: horní mezní kmitočet, 10%

- montáž s mazivem: 2 kHz
- suchá montáž: 1,2 kHz

Váha 2,1g.



2.) Připevňovací svorky se základnou UA-1474

Specifikace: horní mezní kmitočet, 10%

- montáž s mazivem: 2 kHz
- suchá montáž: 1,2 kHz

Váha 3,9g. Lze je umisťovat směrem dolů ve svislém směru, který vyžadujeme.



3.) Vysokoteplotní připevňovací svorky UA-1563

Specifikace:

- teplotní rozsah: - 55°C do + 175°C
u bezbarvého povrchu: - 55°C do + 250°C
- maximální akcelerace je kolmá k připevňovacímu povrchu: 50 G
- materiály:
 - základní: anodizovaný hliník (velmi odolný proti korozi)
 - pružný: nerezová pružinová ocel

Váha 11g.



4.) Připevňovací svorky s otočnou základnou UA-1473

Specifikace: horní mezní kmitočet, 10%

(montáž s mazivem)

- buzení podél jedné osy citlivosti
akcelerometru, ale s připevněným povrchem
polokulové části kolmo ke směru buzení: 1,3 kHz

- buzení podél jedné osy citlivosti
akcelerometru, ale s připevněným povrchem
polokulové části pod úhlem 45° ke směru buzení:
1,0 kHz

Váha 5,0g.



Pro náš případ, kdy jedinými vhodnými místy na umístění měřících akcelerometrů na povrchu jednotky MPU jsou svislé plochy vyznačené na obrázku, je nejvhodnější volbou *připevňovací svorka se základnou UA-1474*, která umožňuje připevnění na šikmých plochách. Protože firma B&K nabízí pouze větší množství držáků, vystačíme si s *připevňovací svorkou UA-1408* a jako vyvažovací základnu použijeme kovovou podložku, která bude přenášet vibrace do snímače (obr. 5.11). Jako spojovací materiály mezi držákem a povrchem použijeme rychleschnoucí lepidlo.



Obr. 5.11 Upevnění snímače zrychlení na MPU

Na obr. 5.12 až 5.14 je vedení kabelů na zadní sedadla, kde byla jednotka PULZE a přenosný počítač s obsluhou.



Obr. 5.12 Vedení kabelů od snímače klem motorového prostoru



Obr. 5.13 Vedení kabelů

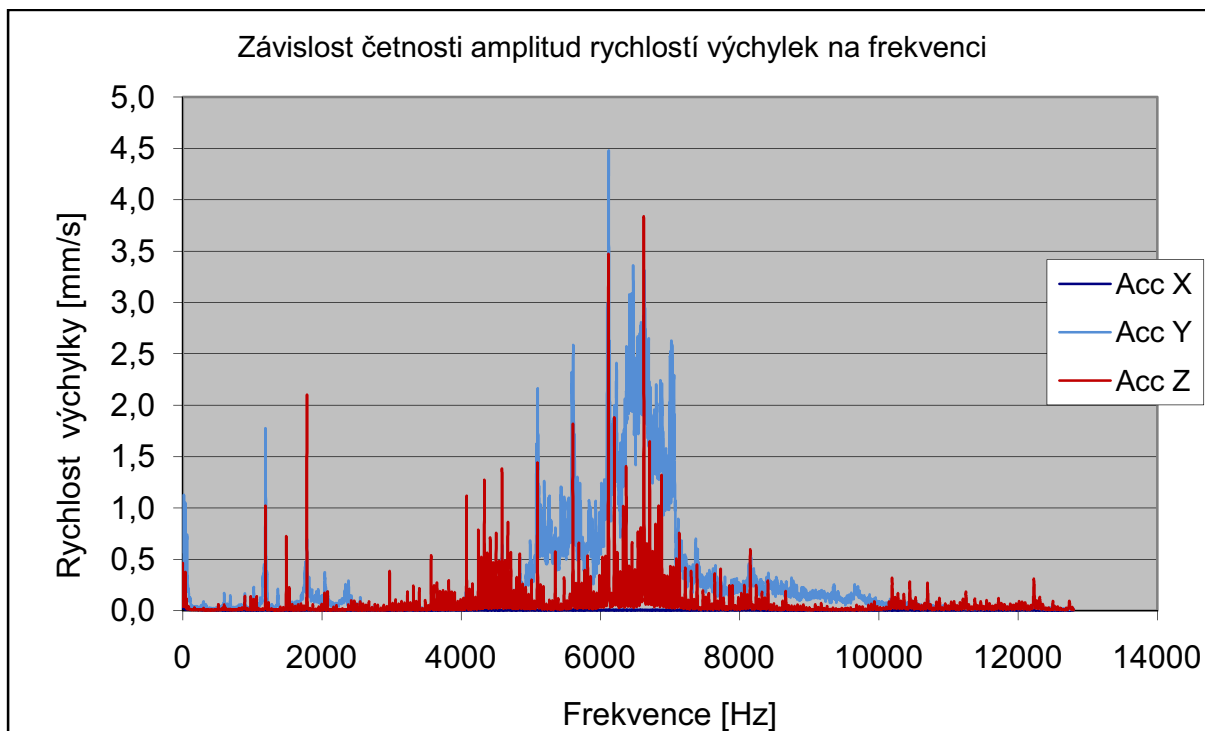


Obr. 5.14 Vedení kabelů od motorového prostoru k zadním sedadlům

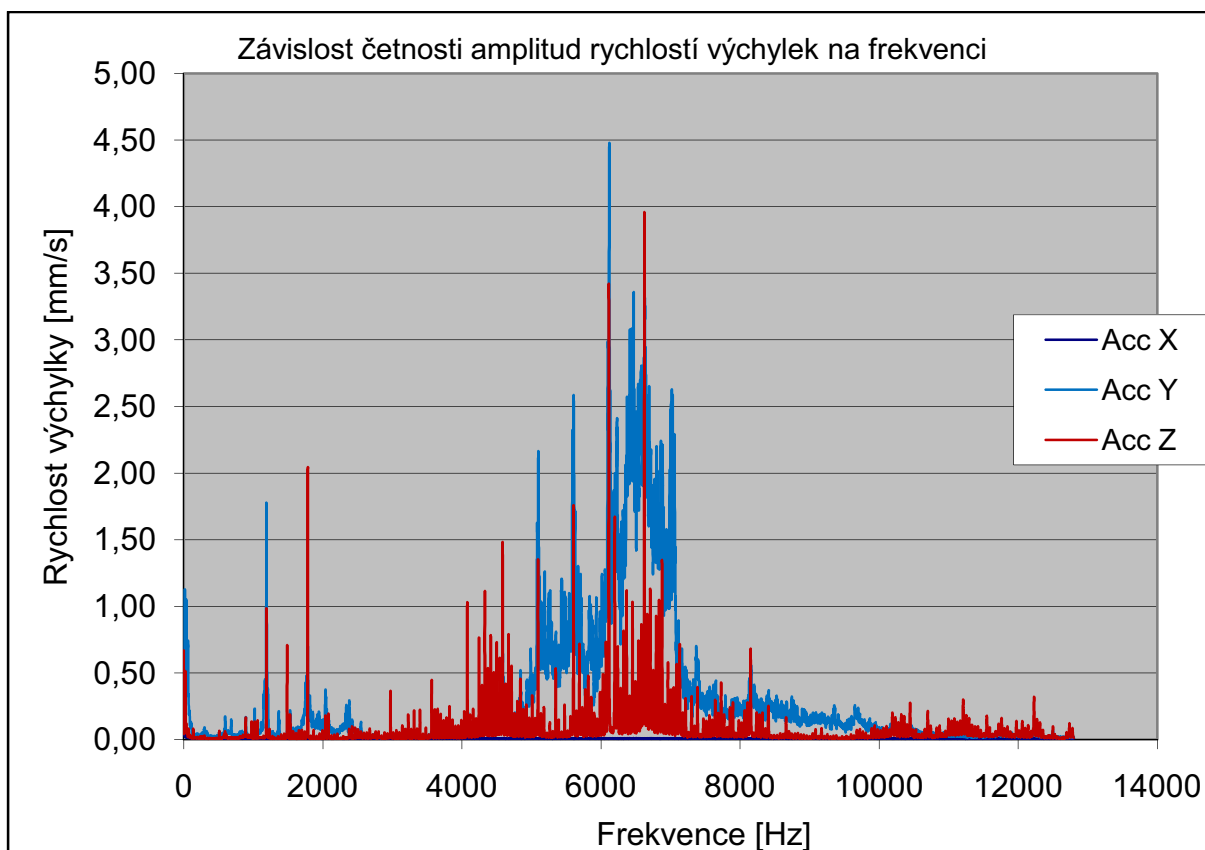
6. Výsledky měření

Pro pochopení smyslu vibrací je třeba určit směry os snímače: osa x směřovala do vozovky, osa y doprava a osa z byla totožná se směrem jízdy vozidla.

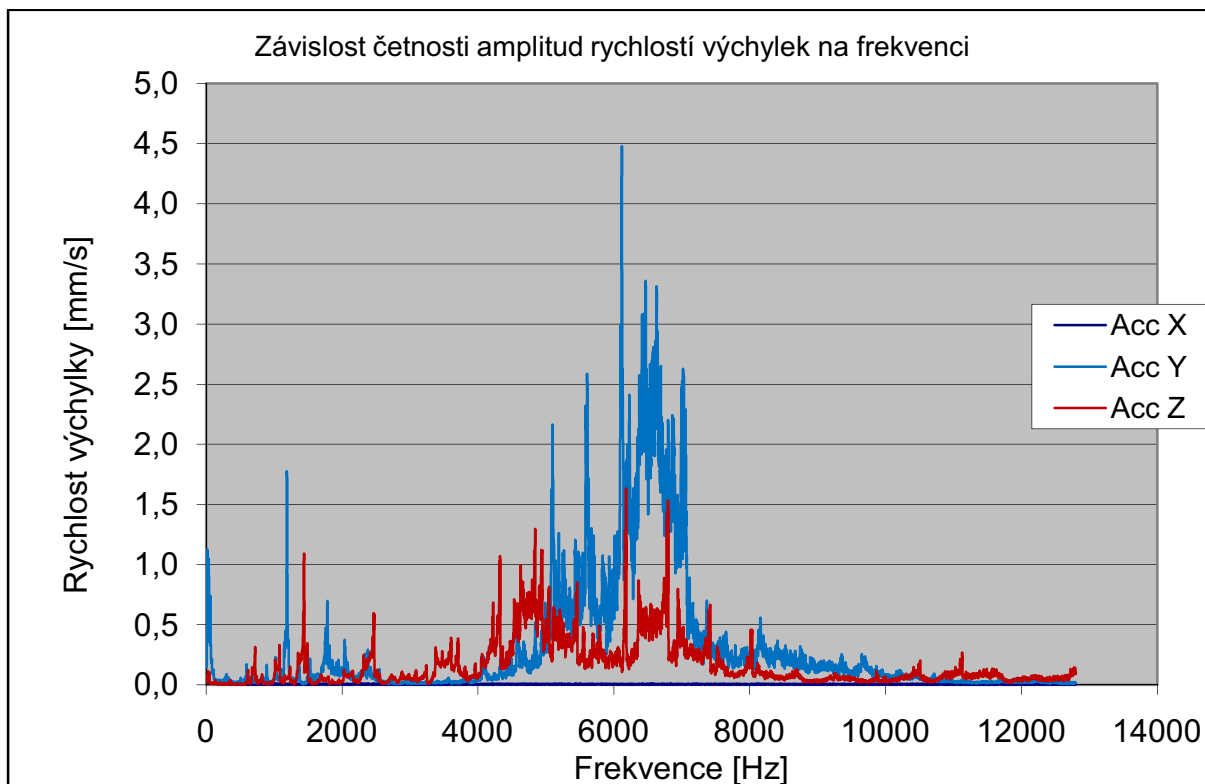
6.1 Výsledky ve frekvenční oblasti



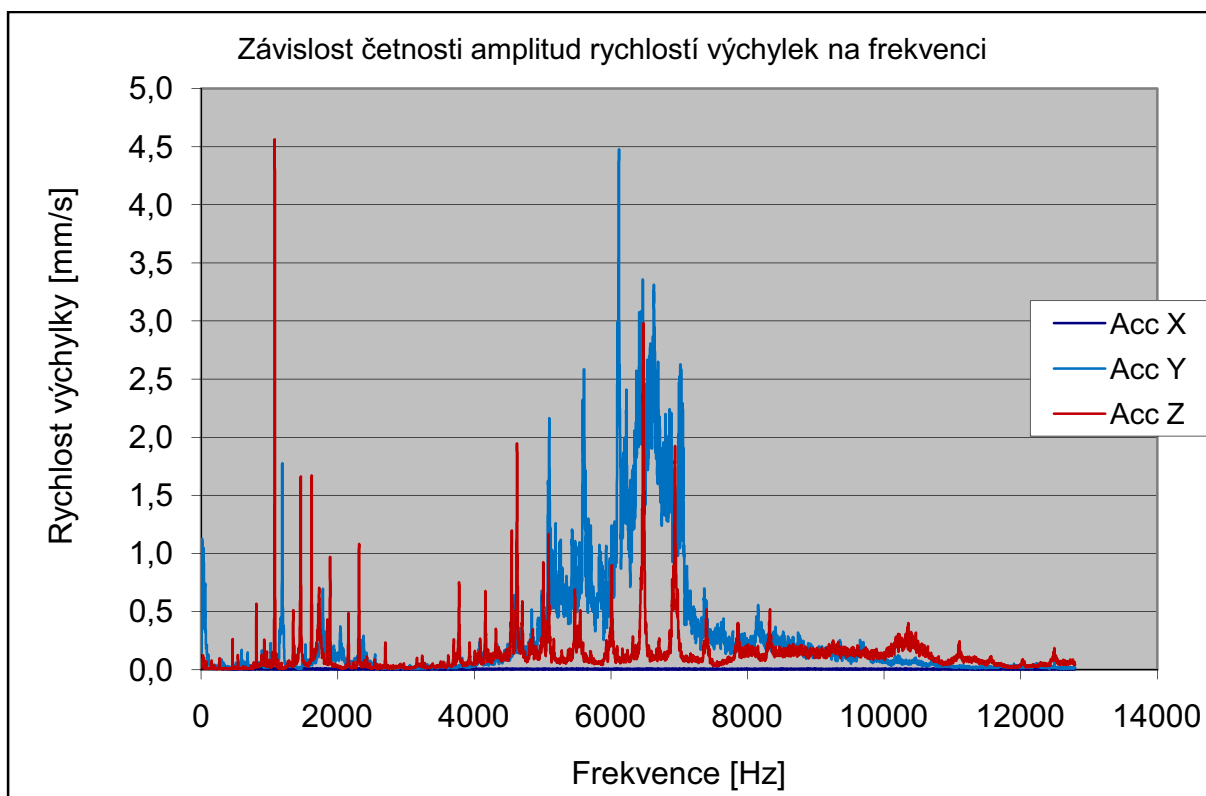
Obr. 6.1 Frekvenční analýza při jízdě na rovině (2200 ot/min)



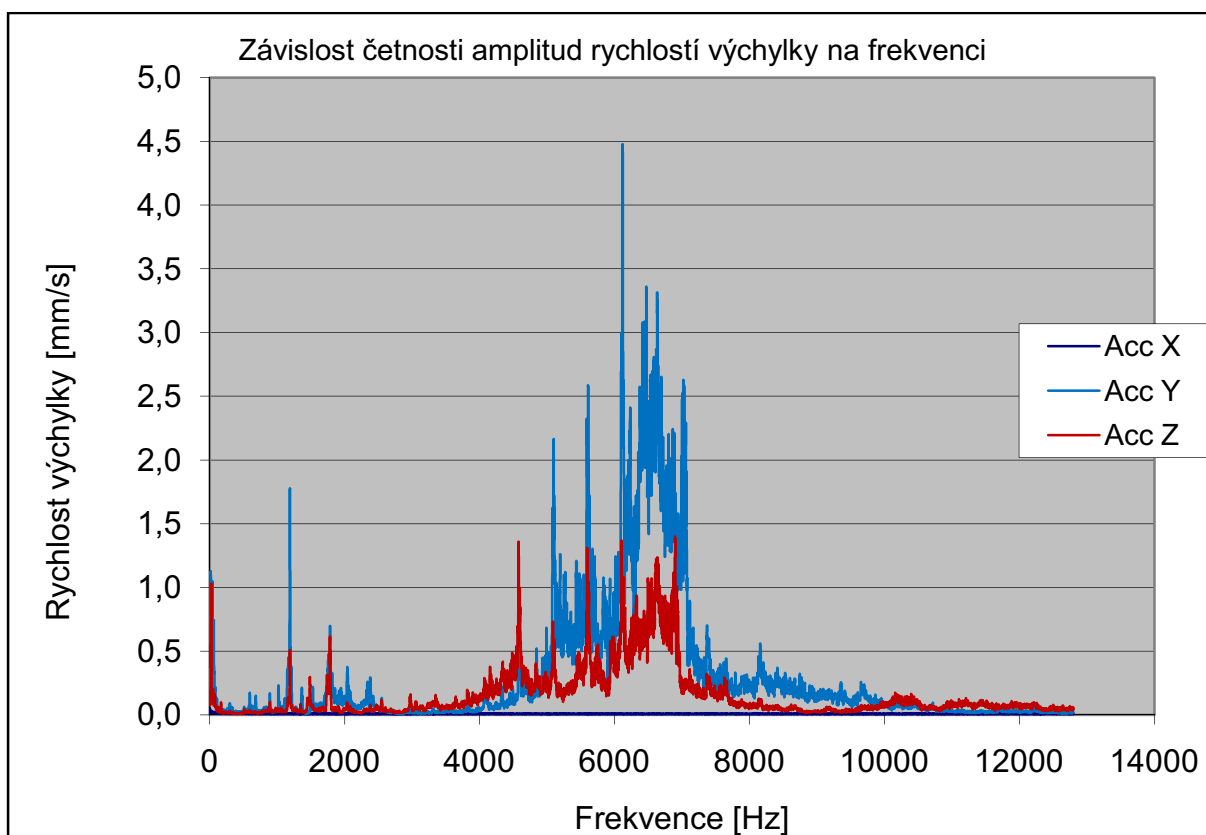
Obr. 6.1 Frekvenční analýza při jízdě na rovině (4000 ot/min)



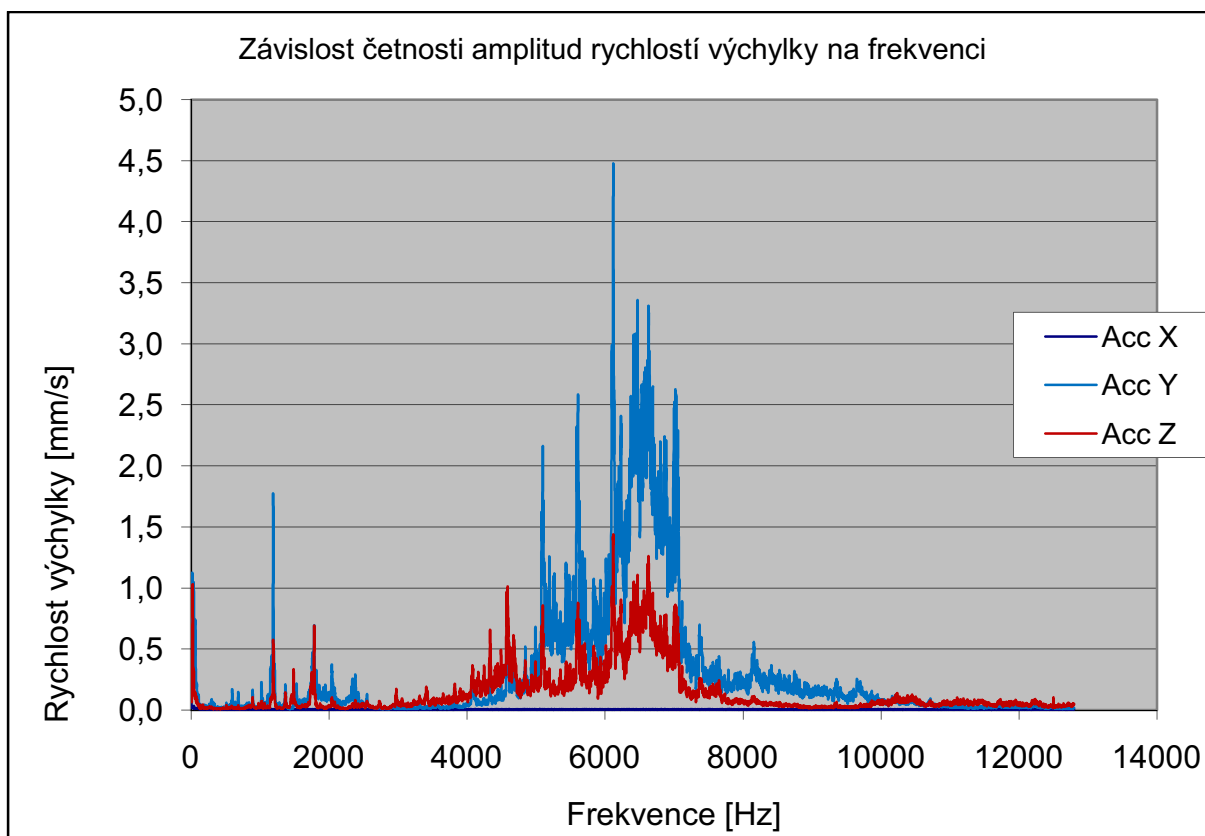
Obr. 6.3 Vozidlo v klidu a volant z krajní polohy do druhé krajní



Obr. 6.4 Vozidlo v klidu a volant je v krajní poloze



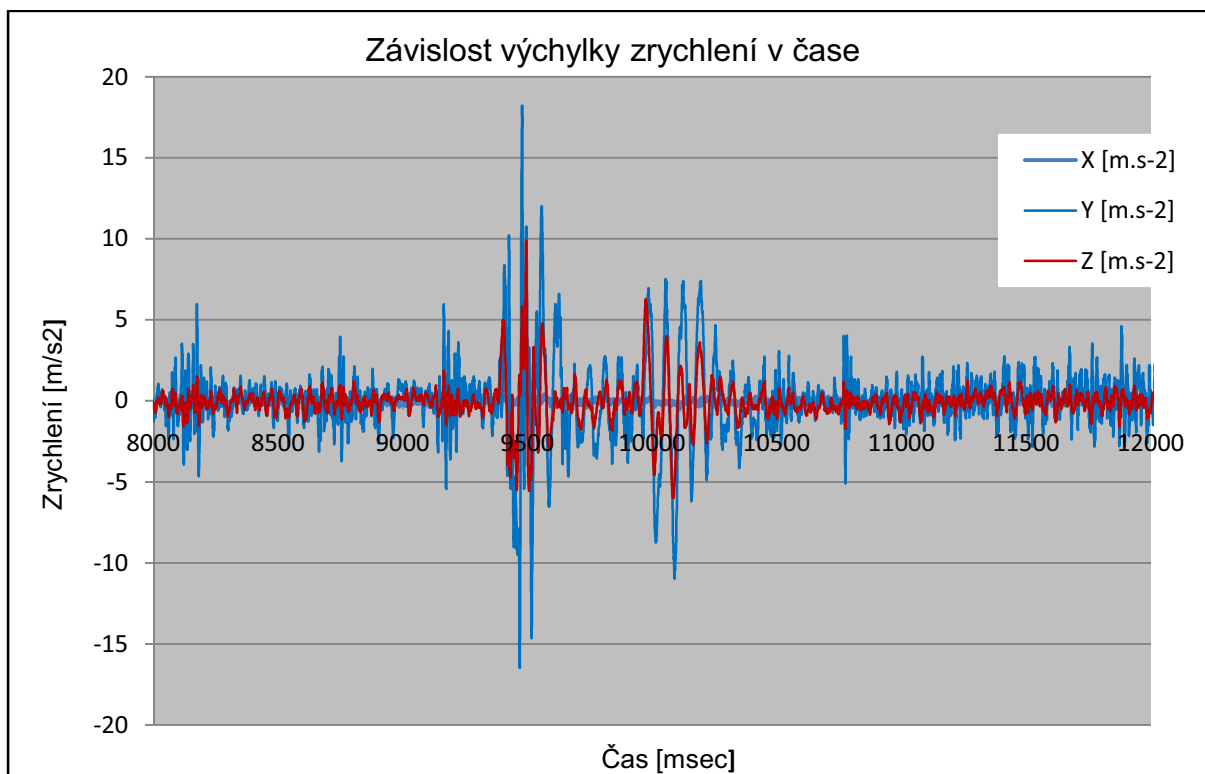
Obr. 6.5 Jízda vozidla po nekvalitním povrchu (1300 ot/min)



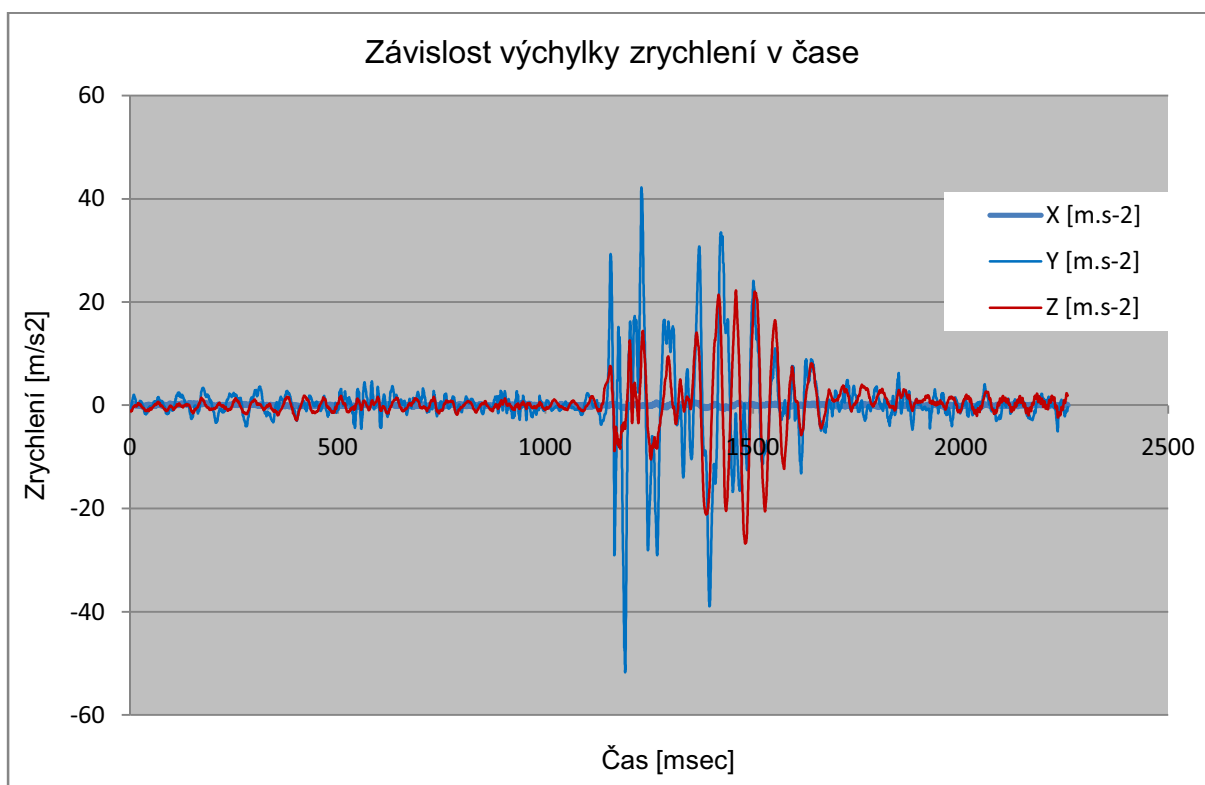
Obr. 6.6 Jízda vozidla po nekvalitním povrchu (3300 ot/min)

Jelikož nebyla dostupná žádná předchozí měření, není možné více porovnávat změnu stavu součástí jednotky a případných poruch. Vyhodnocení bude tudíž podle zadání diplomové práce jen v rámci porovnávání jízdních režimů a jejich působení na změnu vibrací jednotky MPU. Při porovnání naměřených hodnot je vidět, že výše otáček motoru pokud je vozidlo v přímočarém pohybu, nemá na vibrace žádný vliv a ty zůstávají shodné. Naopak je výrazný rozdíl, je-li volant v pohybu nebo v krajní poloze. Pro pohyb volantu platí, že amplitudová maxima v ose z se výrazně sníží, což by mohlo způsobovat, že při vracení kol do rovnovážné polohy se využívá geometrie kol a čerpadlo tak může zůstat ve stavu standby. Naproti tomu je výrazný nárůst harmonických frekvencí při držení volantu v krajní. To znamená, že čerpadlo pracuje na vyšší výkon a budí tak i vyšší vibrace. Hlavní a nejdůležitější je značný nárůst amplitudy v nižších frekvencích (přesněji kolem 1000Hz), což by mohlo poukazovat na zvýšené zatížení ozubení čerpadla. Pro jízdu na špatném povrchu platí totéž co pro točení volantem a dokonce se zvyšujícími se otáčkami tedy i rychlostí maximální amplitudy ještě poklesnou. Je možné, že uložení jednotky MPU ve svém držáku působí proti silám které mohou být vyvolán v ose rovnoběžné se směrem jízdy a proto došlo k útlumu maxim. Je dobré si také povšimnout, že v ose x nejsou vůbec žádná výrazná maxima, tudíž ve směru svislém nepůsobí na jednotku žádné vibrace, vše je tlumeno uložení jednotky v držáku. Osa y vykazuje naproti tomu výrazná maxima v oblasti kolem 6kHz, ale její průběh se změnami jízdních režimů vůbec nemění a zůstávají stálá. Tudíž ani na osu y nepůsobí vnější vlivy ani změny výkonu čerpadla.

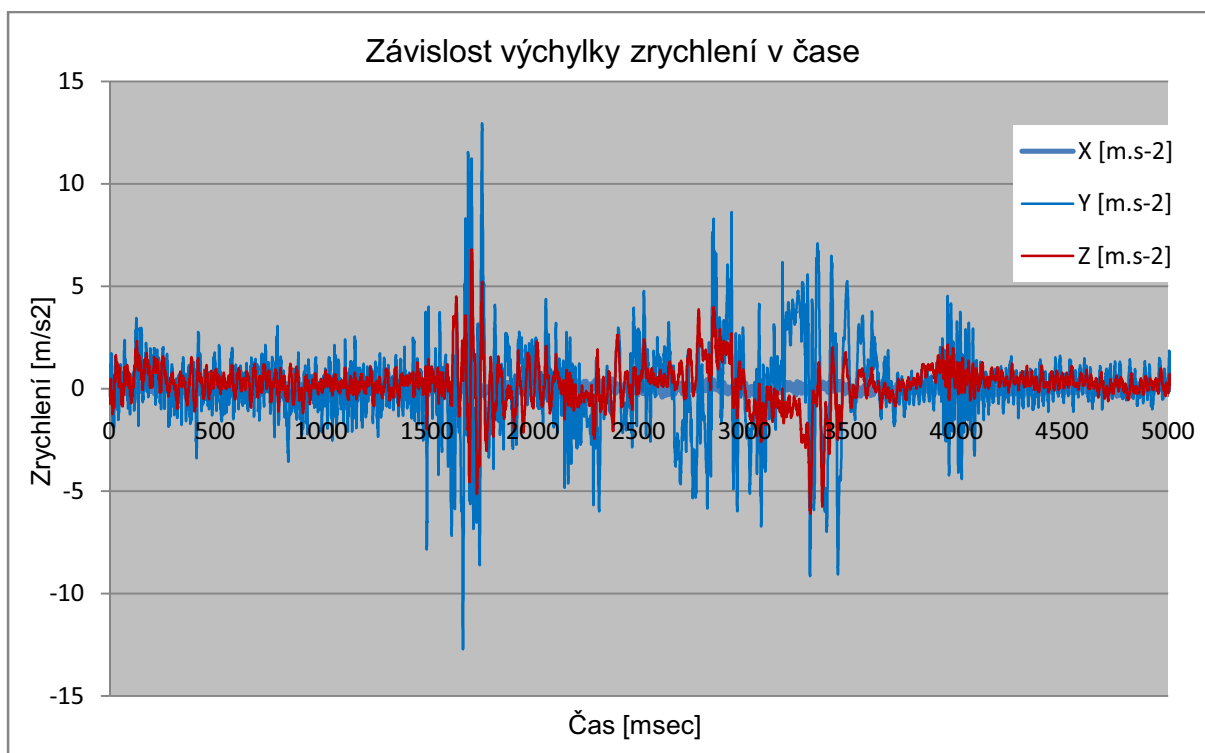
6.2 Výsledky v časové oblasti



Obr. 6.7 Přejezd přes zpomalovací retardér (2200 ot/min)



Obr. 6.8 Přejezd přes zpomalovací retardér (4000 ot/min)



Obr. 6.9 Nájezd vozu na obrubník

U výsledků v časové oblasti jsou výsledky odpovídající možným odhadům. Při nájezdu na retardér se projevují změny o osách y i z, x zůstává díky tuhosti držáku bez výrazných maxim. Se zvyšující se rychlostí = otáčkami motoru maxima obou os podstatně narůstají až o dvojnásobek. Při nárazu na obrubník je vjem posádky výrazný, ale v naměřených hodnotách se to příliš neprojevilo. Je to způsobeno nevelkou nájezdovou rychlostí a jak bylo výše uvedeno i tuhostí držáku, který do značné míry dokáže pohltit vibrace. Méně výrazná maxima v pokračujícím grafu způsobily rázy od druhého kola, které najelo na obrubník se zpožděním.

7. Závěr

Cílem diplomové práce bylo naměřit a zhodnotit vibrace působící na řídicí jednotku hydraulického čerpadla od samotného čerpadla jeho činností, tak i z vnějšího prostředí, která by se mohla přenášet na těleso řídicí jednotky za pomoci moderním diagnostických metod, které do jisté míry usnadňují odhalování závad, jejich predikci nebo změření působení zatížení na objekt diagnózy.

Nebylo možné vyhodnocovat stavy jednotlivých součástí, poněvadž nebylo toto možné srovnávat jakýmkoliv předchozím měřením, protože se jednalo pouze o jednorázové měření průběhu vibrací. Vyhodnocení stavů by bylo možné pokud by se jednalo o dlouhodobé testování, případně bychom znali průběhy vibrací součástí v bezvadném stavu.

Jak ukázala tato práce, skutečné naměřené hodnoty se mohou lišit od předpokládaných a dokonce mohou mít i opačný charakter. Příkladem je porovnání grafů fázových oblastí průjezdu nerovným povrchem vozovky, kdy se zvyšující se rychlostí velikost amplitud poklesla. Jak bylo výše napsáno, mohlo by to být způsobeno dobrou konstrukční prací, která počítala s podobnými případy a uchycení řídicí jednotky do držáku bylo podle toho projektováno.

Nebylo bohužel možné využít všech možností pro možná nejkomplexnější shromáždění dat a chování systému řídicí jednotky ve všech jejích režimech, což může dávat mírně zkreslující pohled na celý její pracovní život. Ale jako názorná ukázka, či pomocný podklad pro další měření je tato práce vhodná.

Závěrem tak lze říci, že predikce chování součástí není jednoduchou záležitostí a je proto vždy velmi důležité hodnotit objekt jako součást komplexního celku, protože jen tak je možné dostat výsledky, které nám pomohou pochopit jeho chování za reálných podmínek v interakci s dalšími funkčními členy.

8. Seznam použitých zdrojů

- [1] STODOLA, J. : Vibration a jejich využití v technické diagnostice. VA Brno, 2003
- [2] STODOLA, J. : Diagnostika motorových vozidel. Sylaby k přednáškám. Brno, 2003
- [3] HALLIDAY, RESNICK, WALKER : Fyzika-Část 2. Mechanika-Tedmodynamika. Nakladatelství VUTIUM, Brno
- [4] BENEŠ, TOMEH : Metody diagnostiky valivých ložisek. Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, Liberec, 1991. ISBN 80-7083-078-6
- [5] Applus+ IDIADA : Proving ground manual.
Dostupné z <http://www.idiada.com/web/homepage.html>
- [6] TRW-DAS a.s. Dačice
- [7] HIT HOFMAN s.r.o, Katalog produktů,
Dostupné z http://www.hit-hofman.cz/cz/main_ram.htm
- [8] BRÜEL & KJÆR : Product data Accelerometer type 4326-A-001
Dostupné z <http://www.bksv.com/products/transducersconditioning/vibrationtransducers/accelerometers/4326a001.aspx?cmd=Description>
- [9] BRÜEL & KJÆR : Product data Charge to DeltaTron Converters-Type 2647-A
Dostupné z <http://www.bksv.com/doc/bp1874.pdf>
- [10] BRÜEL & KJÆR : Product data PULSE Type 3560-B-020
Dostupné z <http://www.bksv.com/doc/bu0228.pdf>
- [11] CARDIAG.CZ : Autodiagnostika VAG
Dostupné z <http://www.cardiag.cz/cz/autodiagnostika/autodiagnostika-v.a.g./obd2-usb-kabel-2.html>

Seznam použitých zkratk a symbolů

A	[m]	okamžitá velikost výchylky
A ₀	[m]	maximální velikost amplitudy
C	[N]	dynamická únosnost
F	[N]	vratná síla
F _c	[N]	celkové zatížení ložiska
F _d	[N]	radiální dynamické zatížení ložiska
F _s	[N]	radiální statické zatížení ložiska
L	[-]	statická trvanlivost
L'	[-]	dynamická zrychlení kmitů
N	[-]	počet valivých těles
P _S	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
T	[s]	perioda kmitů
W _c	[J]	celková energie
W _k	[J]	kinetická energie
W _p	[J]	potenciální energie
a	[m/s ²]	zrychlení kmitů
a ₀	[m/s ²]	maximální zrychlení
a _a	[m/s ²]	absolutní zrychlení tělesa
a _r	[m/s ²]	relativní zrychlení tělesa
c _n	[-]	koeficient Fourierovy řady
f	[1/s]	frekvence kmitů
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
k	[N/m]	tuhost
m	[kg]	hmotnost
m _r	[kg]	hmotnost rotujícího tělesa
s	[m]	okamžitá výchylka
s ₀	[m]	maximální výchylka
v	[m/s]	rychlost kmitů
v ₀	[m/s]	maximální rychlost
v _a	[m/s]	absolutní rychlost
x	[-]	periodický signál
x ₀	[-]	stejnoseměrná složka

x_n	[-]	harmonická složka
π	[-]	Ludolfovo číslo
φ_0	[°]	počáteční fáze
ω	[rad/s]	úhlová frekvence
ω_r	[rad/s]	úhlová rychlost rotujícího tělesa
crest factor	[-]	poměr mezi vrcholovou a efektivní hodnotou kmitů
X_{peak}	[-]	vrcholová hodnota kmitání
X_{ptp}	[-]	maximální rozkmit
X_{RMS}	[-]	efektivní hodnota kmitů
X_{rs}	[-]	střední hodnota kmitů