

**Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera**

**Diagnostické sledování a vyhodnocení technického stavu převodovek
elektrických jednotek s cílem zvýšení provozní spolehlivosti**

Ing. Pavel Kukla

**Dizertační práce
2009**

**Univerzity of Pardubice
The Jan Perner Transport Faculty**

**Diagnostic Monitoring and Assessment of Technical Condition
of Gear Boxes in Elektric Units with the Aim to Improve their
Operating Reliability**

Ing. Pavel Kukla

**Dissertation
2009**

Prohlášení autora

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 1.9.2009

Ing. Pavel Kukla

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému školiteli Prof. Ing. Milanu Lánskému, DrSc za poskytnuté rady a velkou trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Aloisi Kotrbovi, Ph.D. a všem dalším, kteří mi pomohli při získávání odborných informací i s praktickým měřením.

Pardubice, srpen 2009

Ing. Pavel Kukla

Abstrakt

Disertační práce je zaměřena na návrh metodiky sledování technického stavu nápravové převodovky pohonu elektrické motorové jednotky, zabývá se vhodností použití metody pro řízení údržby RCM.

V první části práce jsou popsány náklady na životní cyklus vozidel LCC, možnosti sledování provozního stavu vozidel a výhody použití údržby zaměřené na bezporuchovost – RCM.

Ve druhé části jsou popsány možnosti vibrodiagnostiky jako jedné z metod bezdemontážní technické diagnostiky a hlavní zdroje vibrací, které je možné touto metodou diagnostikovat.

Třetí část práce popisuje praktickou aplikaci popsaných metod na nápravové převodovce NP 20 pohonu elektrické motorové jednotky řady 560.

V závěru práce je shrnuta metodika sledování uvedené převodovky jako příklad možností použití všech uvedených metod.

Klíčová slova:

Metoda RCM, životní cyklus LCC, diagnostika, vibrace, provozní stav, převodovka, elektrická jednotka.

Abstract

The aim of the thesis is to design methodology of monitoring the condition of the axle gearbox of an electric motor unit drive and to assess the convenience of using the method of RCM maintenance management.

The first part of the work describes the costs of the LCC vehicle life cycle, different possibilities of vehicle condition monitoring and the advantages of using trouble-free-operation focused maintenance – RCM.

The second part describes the possibilities of vibrodiagnostics as one of the methods of non-dismantling technical diagnostics as well as the main sources of vibration which can be diagnosed using this method.

The third part contains practical application of the above described methods on the NP 20 axle gearbox of the line 560 electric motor unit drive.

The conclusion summarizes methodology of monitoring the gearbox as an example of possible use of all the methods described.

Key words:

RCM method, LCC life cycle, diagnostics, vibration, operational condition, gear box, electric unit.

Obsah

	strana
1 Přehled veličin.....	9
2 Přehled zkratek.....	11
3 Úvod.....	12
4 Cíl disertační práce.....	13
5 Provozní spolehlivost kolejových vozidel.....	14
5.1 Spolehlivost a životní cyklus kolejových vozidel.....	14
5.2 Sledování provozního stavu.....	18
5.3 Údržba zaměřená na bezporuchovost - metoda RCM.....	20
6 Vibrodiagnostika strojů.....	24
6.1 Analýza provozních vibrací.....	24
6.2 Měření vibrací.....	27
6.3 Hlavní zdroje vibrací.....	28
6.3.1 Vznik budících frekvencí u jednotlivých prvků	30
6.3.2 Vznik nelineárních vazeb a rezonancí.....	31
7 Elektrická jednotka řady 560.....	33
7.1 Podvozek motorového vozu.....	34
7.2 Převodová skříň NP 20.....	35
7.3 Současný stav údržby nápravové převodovky NP 20.....	36
8 Realizace diagnostiky nápravové převodovky NP 20.....	38
8.1 Aplikace metody RCM na sledovanou převodovku.....	38
8.2 Použití vibrodiagnostiky.....	43
8.3 Výběr měřicích míst.....	47
8.4 Použité snímače.....	48
8.5 Popis možností analyzátoru PULSE.....	48
8.6 Ověřovací měření.....	49
8.7 Vyhodnocení diagnostického měření NP 20	54
8.7.1 Vlastní frekvence uchycení snímačů	54
8.7.2 Vyhodnocení naměřených hodnot ..	57
9 Závěry a vyhodnocení spekter a doporučení úpravy programu údržby	58
9.1 Doporučení pro diagnostické měření	58
9.2 Návrh úpravy programu údržby nápravové převodovky NP 20	58

	strana
10 Metodika diagnostického sledování technického stavu nápravové převodovky NP 20 el. jednotky řady 560	60
11 Přínosy disertační práce.....	63
12 Seznam literatury.....	64
13 Přehled vlastních prací autora	66
14 Seznam tabulek.....	67
15 Seznam obrázků.....	68
16 Příloha 1: Popis snímače vibrací	70
17 Příloha 2: Popis upevňovací příruby.....	75
18 Příloha 3: RCM – příklady klasifikace prvků nápravové převodovky NP 20	77
19 Příloha 4: RCM – příklady volby prostředků údržby prvků nápr.přev. NP 20.....	82
20 Příloha 5: Výsledky měření vibrací nápravové převodovky NP 20 – č.1.....	87
21 Příloha 6: Výsledky měření vibrací nápravové převodovky NP 20 – č.2.....	92

1 Přehled veličin

Symbol	Veličina	Jednotka
a	zrychlení	ms^{-2}
b	rozměr úhelníku	m
D	vnější průměr ložiska	mm
d	vnitřní průměr ložiska	mm
d_0	průměr valivého tělesa	mm
d_s	střední průměr ložiska	mm
e	koeficient ložiska	1
E	modul pružnosti	Nm^{-2}
f	frekvence	Hz
f_{LE}	frekvence poškození vnějšího kroužku ložiska	Hz
f_{LI}	frekvence poškození vnitřního kroužku ložiska	Hz
f_{LO}	frekvence poškození valivého tělesa ložiska	Hz
f_{LP}	základní ložisková frekvence	Hz
f_R	základní rotorová frekvence	Hz
f_{RH}	harmonická rotorová frekvence	Hz
f_{RS}	rotorová frekvence	Hz
f_Z	základní zubová frekvence	Hz
f_{ZH}	harmonická zubová frekvence	Hz
f_{ZS}	subharmonická zubová frekvence	Hz
h_M	mezní opotřebení	mm
J	moment setrvačnosti	kgm^2
l	rozměr úhelníku	m
l_1	rozměr úhelníku	m
m	hmotnost	kg
M_T	hmotnost nahrazené bodové hmoty	kg
n, n_1 , n_2	počet otáček	1
n_e	počet otáček vnějšího kroužku ložiska	1
n_i	počet otáček vnitřního kroužku ložiska	1
n_s	počet otáček klece ložiska	1
q_1, q_2	součinitel valivého ložiska	1
r_i	poloměr vnitřního kroužku ložiska	mm

Symbol	Veličina	Jednotka
s	skluz ložiska	1
t	čas	s
t	rozměr úhelníku	m
T	perioda	s
t_K	doba, kdy se provádí kontrola tech. stavu	den
t_M	doba dosažení mezního opotřebení bez kontroly s demontáží	den
t'_M	doba dosažení mezního opotřebení, proběhla-li kontrola spojená s demontáží	den
v	rychlost	ms^{-1}
v_{ef}	efektivní hodnota rychlosti vibrací	ms^{-1}
v_r	radiální vůle ložiska	mm
x	výchylka	mm
z_1, z_2	počet zubů ozubeného kola	1
z_v	počet valivých těles v jedné řadě ložiska	1
α	úhel styku	° (stupeň)
γ	součinitel valivého ložiska	1
δ'	tuhost ložiska	Nm^{-1}
δ_r (t)	radiální tuhost ložiska	Nm^{-1}
ρ	měrná hustota	kgm^{-3}
φ	úhel rozteče valivých těles	° (stupeň)
Ω_1	základní úhlová frekvence	rad.s^{-1}

2 Přehled zkratek

CPB	Spektrum s konstantní procentuální šířkou pásma (Constant Percentage Bandwidth)
ČD	České dráhy, a.s.
ČSN	Česká státní norma
DFT	Diskrétní Fourierova transformace
DKV	Depo kolejových vozidel
dt	Diferenciál času
ESI	Funkčně významný celek, jehož porucha nebrání provozu vozidla, ale vyvolá ekonomické ztráty (economy significant item)
ETA	Strom událostí
FFT	Rychlá Fourierova transformace
FMEA	Analýza možnosti vzniku vad a jejich následků (Failure Mode and Effects Analysis)
FMECA	Analýza možnosti vzniku kritických vad a jejich následků (Failure Mode Effects and Criticality Analysis)
FSI	Funkčně významný celek (functionally significant item)
FTA	Strom poruch
KV	Kolejové vozidlo
LCC	Náklady životního cyklu (life cycle cost)
MSI	Funkčně významný celek, jehož porucha ovlivní nepříznivě provoz a údržbu vozidla (maintenance significant item)
NK 20	Označení nápravové převodové skříně – koncová převodovka
NP 20	Označení nápravové převodové skříně – průběžná převodovka
PJ	Provozní jednotka
PP7	Typ převodového oleje
RCM	Údržba zaměřená na bezporuchovost (reliability centred maintenance)
RMS	Efektivní hodnota kmitání (výchyly, rychlosti nebo zrychlení)
SED	Selektivní obálková analýza (Selective Envelope Detection)
SSI	Funkčně významný celek, jehož porucha ovlivní bezpečnost nebo životní prostředí (structurally significant item)
TPM	Celková produktivní údržba (Total productive maintenance)
ŽKV	Železniční kolejové vozidlo

3 Úvod

Práce se zabývá problematikou využití bezdemontážního diagnostického sledování a hodnocení technického stavu nápravové převodovky hnacího vozidla elektrické motorové jednotky.

Periodické bezdemontážní sledování technického stavu převodovky má za úkol zvýšit její provozní spolehlivost. Cílem práce je navržení metodického postupu pro uplatnění bezdemontážní technické diagnostiky, a tím předcházení vážným poruchám převodovky. Pro zajištění plynulého provozu bez zbytečných prodlev musí odpovídat také úroveň diagnostiky a údržby. Každá neočekávaná větší porucha se musí obtížně a nákladně odstraňovat. Vyžaduje to mimořádné a neplánované odstavení hnacího vozu a to vždy velmi komplikuje provoz depa. Je proto maximální snaha takovýmto závažným poruchám úplně předcházet, v horším případě alespoň tuto poruchu včas rozpoznat a ihned provést nutnou údržbu.

Uplatněním navrhované metodiky by tedy měla být možnost realizace takové diagnostiky, která umožní údržbu podle skutečného stavu převodovky. Aby toto bylo možné, je třeba aktuální provozní stav co nejjednodušším způsobem popsat a určit případnou potřebu údržbového zásahu. Práce ověřuje možnosti bezdemontážní vibrodiagnostiky u převodovky hnacího vozidla elektrické motorové jednotky.

Tato práce obsahuje mimo jiné návrh realizace bezdemontážní vibrodiagnostiky na konkrétní převodovce elektrické motorové jednotky řady 560. Navrhovaná metodika obsahuje použití metody RCM pro výběr prvků důležitých pro diagnostiku. Pro bezdemontážní diagnostiku byla zvolena metoda sledování vibrací. Záměrně byla vybrána převodovka jednodušší konstrukce, aby použité postupy byly snadno srozumitelné a ověřitelné a metodika byla později použitelná i pro složitější případy takovéto konstrukce. Jde tedy o návrh metodiky, který bude možné pro každý nový podobný diagnostický problém dále podle potřeby specifikovat.

4 Cíl disertační práce

Cílem disertační práce je navrhnout metodický postup pro diagnostické sledování a vyhodnocení technického stavu nápravové převodovky elektrické lokomotivy řady 560. Postup dokumentuje jednotlivé kroky při návrhu sledování technického stavu převodovky a uplatnění bezdemontážní diagnostiky.

Nejprve je nutné analyzovat současný stav údržby nápravové převodovky a určit, zda je tato údržba dostatečná.

Při návrhu diagnostického sledování je v práci zvolena metoda RCM, jejíž použití vede k dokonalému přehledu o prvcích diagnostikovaného objektu a vlivu jejich případných poruch na celkový stav převodovky. Metoda RCM umožní správnou volbu prvků, jejichž údržba je u dané převodovky z hlediska spolehlivosti provozu prioritní.

Pro bezdemontážní diagnostiku je v práci navržena vibrodiagnostika některých prvků, ta byla také experimentálně ověřena na dvou převodovkách pohonu elektrické lokomotivy.

Cílem disertační práce bylo tedy sestavení návrhu metodiky diagnostického sledování nápravové převodovky elektrické lokomotivy řady 560 jako základu pro inovaci její údržby.

5 Provozní spolehlivost kolejových vozidel

Současné náklady na údržbu kolejových vozidel tvoří největší část z celkových finančních nákladů za dobu provozování vozidla, je žádoucí je snižovat na minimum [19]. S tím je úzce spojena spolehlivost vozidla a je tedy nutné věnovat pozornost nejen podmínkám provozu, ale i podmínkám a možnostem údržby vozidel. Cílem údržby u dopravních prostředků je především zajištění bezpečnosti provozu. Tu je možné zvýšit snahou o předcházení závažných poruch. Je tedy třeba posoudit pravděpodobnost vzniku poruchy vozidla a také posoudit rizika vlivu jednotlivých prvků vozidla na jeho celkovou provozuschopnost. Na spolehlivost a životnost vozidla má vliv správný výběr udržovacích zásahů a dodržování termínů pro provozní ošetření, periodické prohlídky a periodické opravy KV. Tyto termíny oprav jsou pro KV určeny Předpisem pro organizaci údržby elektrických a motorových vozidel [36]. K zajištění větší provozní spolehlivosti je vhodné využít bezdemontážní diagnostiku vozidla. Ta určí možné další provozní využití jednotlivých komponent, případně nutnost většího údržbového zásahu při předepsané prohlídce. V horším případě upozorní na nutnost okamžitého, neplánovaného zásahu, který může předejít náhlé poruše vozidla. Žádná z metod diagnostiky nedokáže s naprostou jistotou vyloučit náhlou, náhodnou a proto nepředvídatelnou poruchu, ale může alespoň částečně omezit vznik poruch, které vznikají postupně například degradací nebo opotřebením materiálu.

5.1 Spolehlivost a životní cyklus kolejových vozidel

Na problematiku hospodaření s vozidly je nutné nahlížet z dlouhodobého hlediska [19]. Tento pohled je znám pod pojmem náklady životního cyklu (LCC). Analýza LCC je vlastně sled činností které mají za cíl určit, nebo alespoň odhadnout, náklady které budou vynaloženy na pořízení, užívání a likvidaci kolejového vozidla. Zajímají nás nejen náklady související s pořízením vozidla, ale i náklady spojené s jeho provozem, údržbou, opravami a nakonec i likvidací. Znalost všech nákladů nutných pro provozování a údržbu KV je velmi důležitá pro plánování investic provozovatele a je v jeho zájmu tyto náklady snižovat. Problematika LCC je u výrobců a provozovatelů KV velmi rozšířená a používaná. V současné době ji zdůrazňuje také integrovaný systém managementu vyžadující přísnější požadavky na kvalitu, spolehlivost a tím i bezpečnost KV. Životní cyklus KV byl rozpracován na jednotlivé etapy, které na sebe navazují.

Pro aplikaci hodnocení nákladů pomocí LCC musí být splněny dvě základní podmínky:

- doba provozu vozidla musí být delší než jeden rok
- náklady na pořízení vozidla tvoří menší část celkových nákladů na vozidlo.

Tyto podmínky jsou u KV bez problémů splněny.

Život výrobku je potom možné rozdělit na šest etap:

1. Etapa koncepce a stanovení požadavků.

KV získává v této etapě na základě stanovených požadavků budoucí podobu.

2. Etapa návrhu a vývoje.

Tato etapa určuje vlastnosti KV, včetně vlastností, které určují požadavky zákazníka.

3. Etapa výroby.

V této etapě jsou vlastnosti KV již dány z předchozích etap. Kontrola kvality vlastního procesu výroby ovlivní zda budou dodrženy vlastnosti určené v předchozích etapách životního cyklu.

Etapy 1 – 3 určují tzv. inherentní spolehlivost, tzn. parametry spolehlivosti, které jsou do vozidla vloženy konstrukcí a výrobou. Dodržení spolehlivostních parametrů navržených v etapách 1 a 2 je ve 3. etapě zajištěno kontrolou kvality všech procesů podílejících se na výrobě KV, tzn. všech činností od zajištění materiálů a surovin, přes dodržení pracovních postupů, až po závěrečné dokončení výroby KV.

4. Etapa uvedení do provozu.

Kolejové vozidlo už má určenou svoji inherentní spolehlivost a jeho další provozuschopnost začíná být ovlivněna provozní spolehlivostí. Zároveň se zde ale také mohou projevit případné nedostatky vložené inherentní spolehlivosti z předchozích etap.

5. Etapa provozu.

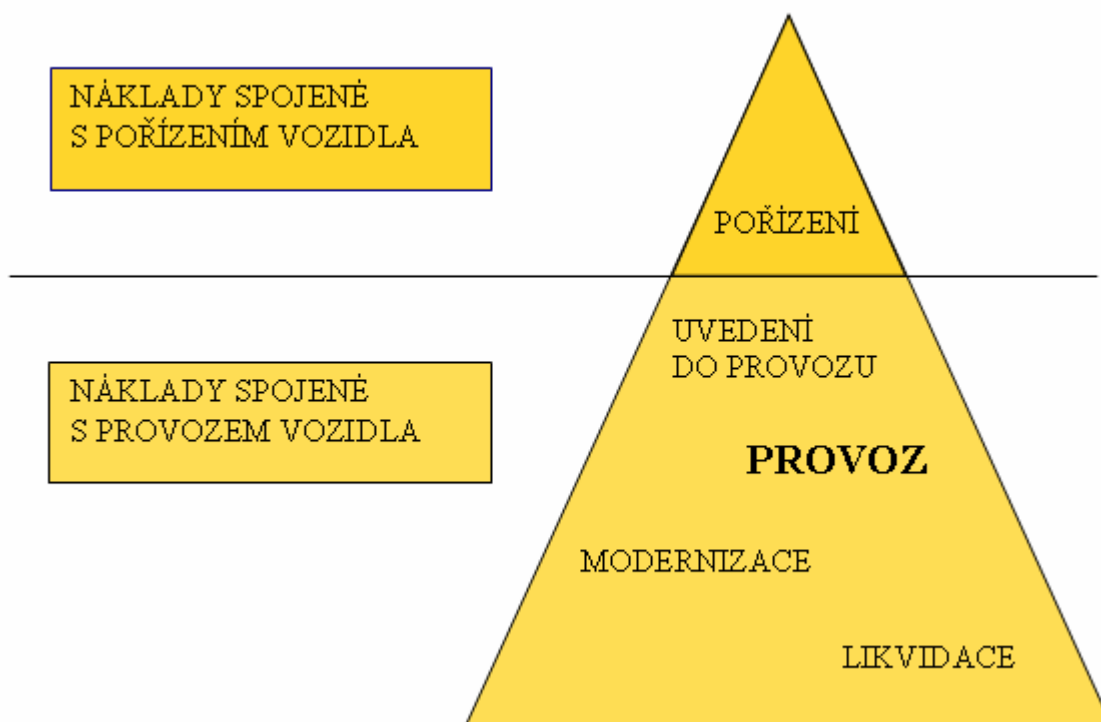
V této etapě je rozhodujícím způsobem ovlivněna provozní spolehlivost KV. Závisí na provádění údržby předepsané výrobcem. V 5. etapě se mohou projevit i některé nedostatky inherentní spolehlivosti vložené v prvních 3 etapách. V této etapě je také důkladně prověřeno splnění všech požadavků určených zákazníkem, v případě KV také požadavků cestujících kteří jeho služby při přepravě využívají. Právě v této etapě postupně narůstají náklady na údržbu (preventivní i údržbu po poruše) a většinou se stávají největší nákladovou položkou. Proto je nutné zaměřit se v této etapě na způsob provádění údržby KV. K tomu je

možné využít i některé metody analýzy spolehlivosti, např. RCM (údržba zaměřená na bezporuchovost) nebo FMEA/FMECA (analýza možných vad a jejich důsledků).

6. Etapa likvidace.

Tato etapa je v posledních letech stále významnější – nutí výrobce používat materiály, které lze snadno zlikvidovat nebo recyklovat. Etapa likvidace je důležitá také pro analýzu spolehlivosti. Poznatky o opotřebením získané rozbořem některých dílů je možné využít při návrhu nového KV.

V případě sledování nápravové převodovky se vozidlo může nacházet ve čtvrté etapě (uvedení do provozu) a hlavně v páté etapě (provoz), případně při opravě přechází do etapy třetí (etapa výroby, ale také i modernizace). Na základě poznání fází životního cyklu vozidel byly odvozeny závěry směřující k potřebě vědeckého zkoumání vlivu řízení na náklady jednotlivých etap životního cyklu. Analýza celkových nákladů životního cyklu je ovlivněna i obtížně předvídatelnými okolnostmi, např. změnami cen energií, cen pracovních sil, inflací apod. Náklady na pořízení vozidla tvoří tedy pro provozovatele pouze jednu část nákladů životního cyklu (nepodílí se na vývoji a výrobě vozidla). Náklady na provoz při dlouhodobém provozování KV představují většinu nákladů celého životního cyklu KV. Viz obr. 5.1.



Obr. 5.1 Náklady provozovatele vozidla (upraveno autorem dle [19])

Moderní pojetí zabezpečení spolehlivosti a kvantifikace nákladů na provoz a obnovu vozidel si vyžádalo věnování systematické pozornosti všem etapám života vozidla. Proto byl pro jednotlivé etapy života vozidla stanoven program spolehlivosti v rámci procesu řízení jakosti. Pátá etapa provozu je z časového hlediska života vozidla nejdelší. Při dodržování technologie údržby a oprav, školení obslužného personálu, logistické podpoře údržby a oprav se v této etapě využívá inherentní spolehlivosti vozidla.

V etapě provozu se projevují veškeré náklady na údržbu vozidla. Znamená to nejen náklady na preventivní údržbu (tj. plánovanou údržbu dle předpisu pro dané vozidlo), ale i náklady na nápravnou údržbu (tj. údržbu po nepředpokládané poruše). Nápravná údržba je specifikována pro hlavní komponenty vozidla a je určena provozními důsledky poruchy. Poruchy mohou způsobit neschopnost provozu vozidla na trati, nutnost neplánovaného přistavení vozidla do dílny, případně nezpůsobí narušení dopravního provozu, ale vyvolají nutnost pozdější nápravné údržby. V současné době se v údržbě objevují snahy o aplikaci nových údržbových metod, např. TPM (celková produktivní údržba), nebo RCM (údržba zaměřená na bezporuchovost).

Náklady na tuto část života vozidla tvoří podstatnou část nákladů životního cyklu LCC (viz obr. 5.1) a jejich ovlivnění a zároveň ovlivnění provozní spolehlivosti je možné dosáhnout těmito kroky:

- určením optimálních intervalů pro provádění preventivní údržby (vycházejí z požadavků na spolehlivost vozidla),
- využitím informačních systémů pro sběr a analýzu dat, následné přezkoumání návrhů údržby,
- sledováním a hodnocením parametrů spolehlivosti (např. střední doba (kilometrický proběh) mezi poruchami, intenzita poruch, střední doba plánované údržby a oprav apod.),
- zapojením organizace provozu a údržby vozidel do systému řízení jakosti.

Dlouhá délka etapy provozu vozidel a nestejná rychlost průběhu fyzického i morálního opotřebením různých konstrukčních skupin vyvolává požadavky na modernizaci hnacích vozidel. V důsledku těchto skutečností je nutné přizpůsobovat systém údržby a oprav aktuálním poznatkům – je nutné užívat dynamický, vyvíjející se program údržby.

5.2 Sledování provozního stavu

Provozoschopnost vozidla je jeho okamžitý stav, při kterém je schopné plnit předepsané funkce s parametry ve stanovených mezích. Každá součást vozidla je zpravidla charakterizována mnoha parametry, které vykazují míru jeho opotřebení a jsou náhodnými funkcemi výkonového parametru, např. času, kilometrického proběhu apod. Údržbový systém, navržený pro vozidlo, musí tedy respektovat průběh opotřebení součástí vozidla i vozidla jako celku. Perioda údržbových zásahů je pro vozidla volena v závislosti na výkonovém parametru, který charakterizuje průběh opotřebení součástí. Nejčastěji se používá doba provozu vozidla, kilometrický proběh vozidla, stáří vozidla, doba práce motoru (tzv. motohodiny), množství paliva spotřebovaného spalovacím motorem, doba elektrických přístrojů pod napětím, počet cyklů, které probíhají při provozu (např. otvírání dveří). Výkonový parametr určuje interval údržby vozidla, nebo jeho součásti. Pro hnací převodovku byl zvolen jako vhodný parametr kilometrický proběh vozidla. Rychlost opotřebení se nemění přesně podle hodnoty kilometrického proběhu, ale bude kolísat v souvislosti s provozními podmínkami (např. se bude měnit zatížení hnacího vozu podle obsazení vlaku cestujícími).

Efektivnost údržby je určena volbou vhodného systému údržby. Ten má zaručit optimální počet údržbových zásahů. Při nadměrně velkém počtu údržbových zásahů má vozidlo zbytečné prostoje a nevytváří zisk, při nedostatečném počtu se sice ušetří náklady na preventivní údržbu, ale hrozí větší ztráty vzniklé poruchami. Je nutné zvolit takový údržbový systém, který bude co nejlevnější a zároveň zabráni co největšímu počtu předvídatelných poruch. Rozeznáváme tři základní údržbové systémy:

1. Údržbový systém po poruše – korektivní údržba („Break – down Maintenance“)

Údržba se neprovádí preventivně, ale vždy až po poruše. Poruchy přichází naprosto neočekávaně, doby do poruchy jsou náhodnou veličinou. Tato metoda se používá nejčastěji v případě, kdy se jedná o neopravitelný prvek, jehož výměna vyžaduje menší náklady než jeho případná údržba. Podmínkou pro použití tohoto údržbového systému je, že porucha prvku nemůže ohrozit bezpečnost nebo životní prostředí. Neměla by také být příčinou neprovozoschopnosti zařízení nebo příčinou vzniku poškození dalších prvků. Porouchaný prvek by měl být snadno vyměnitelný a oprava by měla být přiměřeně finančně náročná. Používá se také u prvků, kde není možné zjistit velikost opotřebení. Prvek je tedy pouze buď provozuschopný nebo neprovozoschopný. Evidence a dokumentace požadavků na údržbové zásahy vzniklé opakovanými poruchami nedagnostikovaných komponentů umožňuje v průběhu životního cyklu rychlejší a efektivnější odstranění poruchy a tím i minimalizaci možných následných škod.

2. Údržbový systém před poruchou – preventivní údržba („Preventive Maintenance“)

Údržba se provádí v předem stanovených intervalech dle příslušného výkonového parametru (který se musí sledovat). Tento systém poskytuje velkou, předem určenou bezporuchovost prvků nebo soustav. Údržba probíhá podle předem stanovených technologických postupů, prvky jsou nahrazovány novými podle předem stanovené plánu (na základě výkonového parametru). Efektivní použití systému vyžaduje dobrou znalost parametrů spolehlivosti jednotlivých prvků, aby jejich nahrazení novými proběhlo v optimální době s využitím jejich životnosti. Tento údržbový systém využívá pevné rozpisy plánů údržby pro jednotlivé prvky vozidla. Základem tohoto systému pro elektrické motorové jednotky je plán kontrol podle Předpisu pro organizaci údržby elektrických a motorových hnacích vozidel, osobních, vložených, přípojných a řídicích vozů [36].

3. Údržbový systém po prohlídce – diagnostická údržba („Productive Maintenance“)

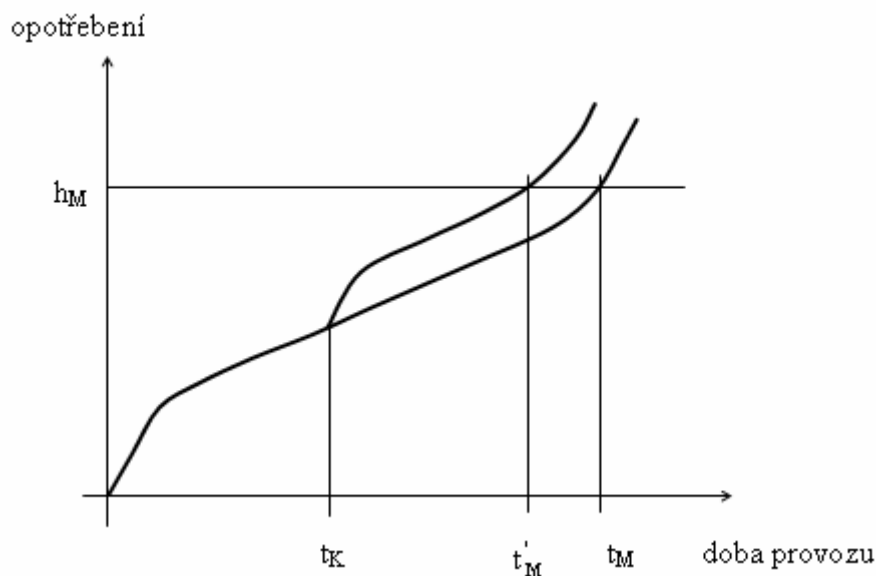
Tento údržbový systém využívá pravidelných prohlídek, většinou spojených s diagnostickým testem, ke zjištění aktuálního technického stavu objektu (off-line diagnostika). Na základě těchto prohlídek se stanoví předpokládaná další doba provozu objektu, určí se potřebný rozsah a doba trvání údržby (např. mazání, seřízení, případně odstranění již vzniklých a odhalených závad). Tento systém umožňuje sestavením operativního plánu pružně reagovat na změny provozních podmínek, ale zároveň zde při chybně stanoveném plánu údržby (např. vlivem špatně nastavených intervalů diagnostických prohlídek) vzniká riziko snížení bezpečnosti a spolehlivosti. Dalším možným krokem je nepřetržité sledování vybraných diagnostických parametrů a jejich průběžné vyhodnocování (on-line diagnostika). To umožňuje automatické monitorování stavu objektu a následné varovné hlášení podle přednastavených limitů diagnostických veličin. Tento údržbový systém je základem pro realizaci proaktivní údržby.

Cílem údržby vozidla je předejít s určitou pravděpodobností vzniku poruchy a přitom maximálně využít inherentní spolehlivost jeho komponentů. Zároveň je důležitá možnost posouzení rizika vzniku poruchy u jednotlivých konstrukčních celků a jejich vliv na provoz vozidla. Vlivy konstrukčních celků vozidla jsou různé a je důležité vyhodnotit právě jejich podíl na celkové bezpečnosti a bezporuchovosti vozidla. Současně ale musíme připustit i určitou míru rizika vzhledem k provoznímu nasazení vozidla. Pro vytváření plánů údržby byla vyvinuta metoda RCM, která má zajistit vhodnou strukturu údržby a tím snížení údržbových zásahů v důsledku poruch.

5.3 Údržba zaměřená na bezporuchovost - metoda RCM

(„Reliability Centred Maintenance“)

Tato metoda byla původně vyvinuta pro civilní letecký průmysl a postupně se rozšířila do dalších průmyslových odvětví. Metodika byla rozpracována v normě ČSN IEC 60300-3-11. Metoda RCM se používá zejména v případech, kdy je údržba kritická z hlediska bezpečnosti provozu a jeho efektivnosti. Program údržby určený touto metodou stanoví nejprve, které celky se musí udržovat a které nejsou pro údržbu důležité. V dalším kroku se určí, jakých cílů se má touto údržbou dosáhnout, to znamená, zda je možné vhodnou údržbou předejít vzniku první poruchy, omezit pravděpodobnost poruchy na přijatelnou úroveň, případně dosáhnout, aby plánovaná údržba vyžadovala nižší náklady než budou náklady nutné na odstranění následků poruchy. V dalších krocích se navrhne, jaké prostředky údržby bude vhodné použít a v jakých intervalech tuto údržbu provádět. Výsledkem správně aplikované metody RCM je efektivní údržbový plán, který zahrnuje pouze opravdu nutné údržbové zásahy. Při zbytečných údržbových zásazích by se totiž mohla spolehlivost a bezporuchovost vozidla snižovat, protože každý údržbový zásah je pro udržovaný objekt zároveň rizikem. Na obr. 5.2 je znázorněno, jak demontáž při údržbě může ovlivnit celkovou dobu do dosažení mezního opotřebení zařízení. Po každé demontáži dochází k novému záběhu součástí a to zkracuje celkovou dobu do dosažení mezního opotřebení.



Obr. 5.2 Vliv demontáže na vzrůstající opotřebení

(h_M = mezní opotřebení, t_K = doba, kdy se provádí kontrola tech.stavu, t_M = doba dosažení mezního opotřebení bez kontroly s demontáží, t'_M = doba dosažení mezního opotřebení, proběhla-li kontrola spojená s demontáží)

Zároveň by se údržba o nadměrné údržbové zásahy prodražila. Použití metody RCM zaručuje, že největší pozornost bude při údržbě věnována komponentům, které jsou pro chod zařízení nejdůležitější. Cílem procesu RCM je tedy:

- směřovat preventivní údržbu tam, kde je to opravdu potřeba
- optimalizovat údržbářské zásahy tam, kde preventivní údržba není efektivní nebo není nutná vzhledem k malé závažnosti možné poruchy
- najít nejjednodušší a postačující prostředky údržby a kontroly stavu zařízení
- vypracovat novou nebo doplnit stávající dokumentaci programu údržby

Metodu RCM lze realizovat pomocí existujících počítačových programů – pokud se provádí ve větším rozsahu, nebo pomocí připravených formulářů. Pro podporu použití metody RCM je možné využít i další metody analýzy spolehlivosti např. analýzu FMEA/FMECA (hledání způsobů a následků poruch), Ishikawův diagram (hledání příčin poruch a jejich souvislostí), Paretova analýza (určení nejzávažnějších příčin poruch podle požadovaného kritéria), nebo analýzy FTA (strom poruch – hledání možných příčin poruchy) a ETA (strom událostí – zjišťování možných následků poruchy).

Řešení údržby metodou RCM je poměrně složité, a proto je rozčleněno na několik postupných dílčích úloh ([19], [31]), stručně shrnutých v tabulce 5.1 :

Tabulka 5.1 RCM - postup realizace metody

1.	<p>a) DEKOMPOZICE PRVKŮ (dle potřeby zadání)</p> <p>celky konstrukční skupiny podskupiny součástky</p> <p>b) URČENÍ FUNKČNĚ VÝZNAMNÝCH CELKŮ (FSI) (možné využití FMEA, Paretovy analýzy)</p> <p>SSI - ovlivňující bezpečnost, životní prostředí MSI - s významným dopadem na provoz a údržbu ESI - s významným ekonomickým dopadem</p>
2.	<p>PROSTŘEDKY A OBSAH ÚDRŽBY</p> <p>mazání, čištění provozní, vizuální kontrola prohlídka, diagnostika obnova vyřazení</p>
3.	<p>INTERVAL ÚDRŽBY</p> <p>legislativa matematické stanovení praktické poznatky</p>
4.	<p>STANOVENÍ PROGRAMU ÚDRŽBY</p> <p>počáteční program údržby provozní program údržby</p>

Provedení dekompozice objektu a stanovení cílů údržby.

Proces dekompozice zahrnuje identifikaci celků, konstrukčních skupin a podskupin a může zahrnout i identifikaci jednotlivých součástí původního celku. Míra dekompozice je určena cílem údržby. U dekomponovaných komponentů se určí funkčně významné a ostatní celky. Jako podklad pro určení významnosti komponentů může sloužit také dříve provedená analýza FMEA, případně ještě podpořená Paretovou analýzou četnosti poruch nebo nákladů na jejich odstranění. Tato analýza provádí rozbor všech možných příčin a následků poruch, které mohou na objektu vzniknout, a určuje u nich závažnost poruchy, četnost výskytu a možnost jejího odhalení. Konstrukční analýza FMEA zahrnuje všechny možné poruchy a jejich následky vzniklé vlivem konstrukce objektu, procesní analýza FMEA potom ukazuje na možné poruchy vzniklé provozem objektu. Funkčně významné celky (FSI) jsou takové, jejichž porucha je z nějakého důvodu závažná a její následky můžeme zařadit do jedné ze tří kategorií, v nichž se dále posuzují:

1. Způsobí poruchu ovlivňující bezpečnost, životní prostředí (SSI).

Je to tedy jakýkoliv prvek, soustava nebo celek, který zachycuje významné zatížení a jehož porucha by mohla ovlivnit konstrukci vozidla a způsobit tak jeho závažnou poruchu. Plánovaná údržba těchto celků je základem programu údržby celého vozidla a cílem údržby je těmto případům zcela předejít.

2. Způsobí poruchu s významným dopadem na provoz a údržbu (MSI).

Porucha tohoto prvku nevyřadí vozidlo okamžitě z provozu, ale způsobí jeho provozní omezení. Cílem plánované údržby je tyto případy maximálně omezit na přijatelnou úroveň.

3. Způsobí poruchu s významným ekonomickým dopadem (ESI).

Porucha tohoto typu nebrání provozu vozidla, ale bude vyžadovat dodatečné náklady na její opravu. Cílem je návrh takové údržby, která tyto poruchy omezí, ale zároveň bude mít nižší náklady než náklady nutné pro odstranění jejich následků. Pokud taková údržba není možná, použije se systém údržby po poruše.

Stanovení prostředků a obsahu údržby

Při stanovení prostředků údržby se hledají prostředky pro efektivní dosažení cílů údržby. Zjišťuje se, zda existuje prostředek údržby, který zabrání vzniku poruchy, nebo její vznik alespoň omezí. Efektivnost prostředku údržby je daná kategorií funkčně významného prvku. Náklady na údržbu také musí odpovídat následkům, které porucha prvku může vyvolat. Nemělo by se tak stát, že údržba relativně levného, funkčně méně významného prvku, bude několikanásobně dražší než jeho samotná výměna po poruše.

Prostředky údržby mohou být například:

- mazání, čištění – udržení inherentní způsobilosti celku
- provozní, vizuální kontrola – zjišťuje poruchy, které nejsou běžně detekovány obsluhou nebo monitorovacím systémem
- prohlídka, kontrola funkce, diagnostika – diagnostický systém
- obnova – od čištění, seřízení, po generální opravu
- vyřazení – celek se vyřadí z provozu po určené době života

Obsah údržby definuje úkoly preventivní údržby (pomocí uvedených prostředků) a také úkoly neplánované údržby. Neplánovaná údržba může být způsobena nejen nehodou, ale také degradací prvku vlivem prostředí, nebo poruchou vzniklou únavovým poškozením.

Určení intervalu údržby

1. Pokud jsou intervaly pravidelných kontrol technického stavu stanoveny legislativou, musí být tyto hodnoty vždy zahrnuty do údržbového systému.

2. Pro matematické stanovení intervalu údržby se statistickými metodami zpracovávají data o bezporuchovosti dodaná výrobcem nebo provozovatelem vozidla. Je možné využít také simulační metody.

3. Jestliže jsou data o bezporuchovosti nedostatečná, nebo nejsou vůbec k dispozici, vychází se z poznatků o údržbě a obnově obdobných konstrukcí a intervaly se stanoví intuitivně.

Sestavení počátečního a provozního programu údržby

U nových objektů se určí počáteční (pro dobu záběhu) a provozní (pro běžný provoz) program údržby. Efektivní program údržby musí obsahovat pouze takové úkoly, které jsou opravdu nutné pro splnění daných cílů. Nadbytečné úkoly zvyšují náklady na údržbu a přitom nezvyšují inherentní úroveň bezporuchovosti.

6 Vibrodiagnostika strojů

Měření a analýza vibrací stroje je diagnostická metoda, která má v oblasti bezdemontážní diagnostiky velký význam. Umožňuje určení okamžitého stavu stroje, lokalizaci poruch i zjištění jejich příčin bez demontáže stroje, případně jen s nutnou částečnou demontáží (např. kryt stroje). Pravidelnému sledování stroje vždy předchází jeho teoretická analýza, která určí sledované parametry a měřené veličiny. Důležité je stanovení intervalu (dle výkonového parametru popsaného v kapitole 6.2), ve kterém se měření bude opakovat. Periodické sledování parametrů vibrací musí umožnit vytvoření případného trendu změn měřených veličin tak, aby se změny vznikající vlivem opotřebení nebo poruchy včas identifikovaly a poruše bylo možné předejít včasnou údržbou nebo obnovou stroje. Vibrodiagnostika také předchází zbytečným udržovacím zásahům a tím zvyšuje životnost sledovaného zařízení. (Po každém novém sestavení stroje nutně dochází k novému záběhu, a proto i rychlejšímu opotřebení.)

6.1 Analýza provozních vibrací

Při práci každého stroje dochází k vibracím, které jsou většinou nežádoucím průvodním jevem. Značně zvyšují namáhání součástí, jsou příčinou otřesů, které registrujeme v okolí, a způsobují hluk. Zároveň lze pomocí analýzy vibrací odhalit jejich možné zdroje a diagnostikovat tak stav sledovaného zařízení ([3],[6],[8],[9],[10],[24],[44]).

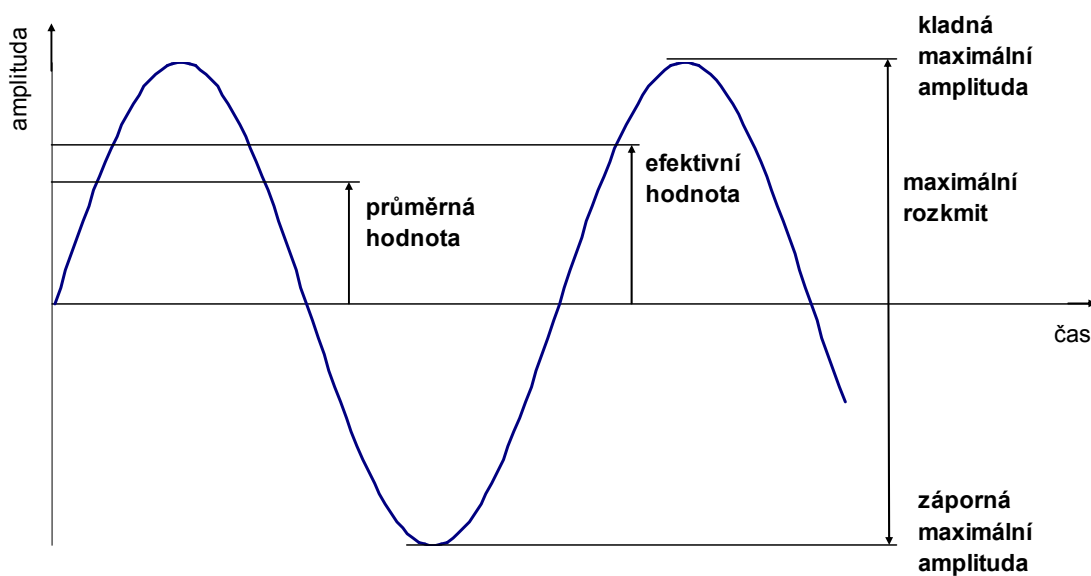
Příčinou vibrací jsou tolerance a nepřesnosti, které vzniknou při výrobě a montáži jednotlivých komponentů, deformace vlivem nedostatečné tuhosti, případně nevhodnými provozními podmínkami. Stroj tak tvoří strukturu, která podléhá deformacím od procesů vznikajících při jeho provozu. Není-li k dispozici matematický popis deformovatelného systému, jeho parametrů, zatížení a pohybových závislostí, anebo potřebujeme-li tento popis prakticky ověřit, musí být potřebné údaje určeny měřením.

Vyšetření mechanického systému představuje tři základní úkoly dynamiky strojů:

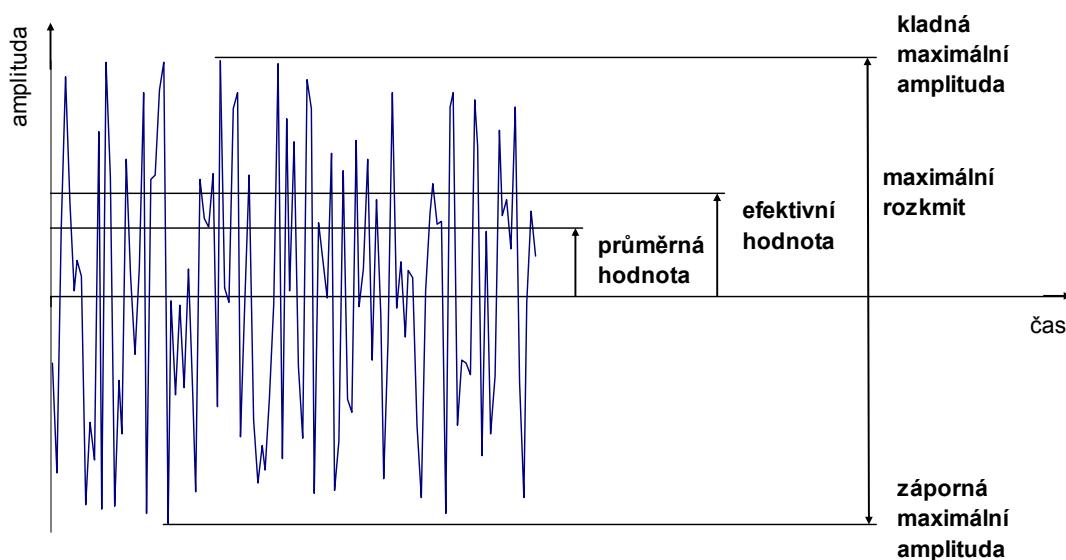
1. Měření výstupních veličin vibrací jako prostředek pro srovnání s mezními hodnotami.
2. Měření výstupních veličin vibrací jako podklad pro konstrukci, dynamické zkoušky apod.
3. Měření vstupních a výstupních veličin vibrací k určení dynamických poměrů systému (dynamický model).

Vibrace jsou vyvolány vratným pohybem (kmitáním) hmot nebo navzájem pružně spojených hmotných součástí vzhledem ke klidovému stavu. Pohyb jednotlivých bodů kmitajícího

tělesa lze popsat časovým průběhem jeho výchylky, rychlosti a zrychlení. Všechny tyto veličiny jsou navzájem vázány, označujeme je jako časový proces fyzikální veličiny $x(t)$. V technické praxi se jen výjimečně setkáme s čistě harmonickým průběhem kmitání, většinou se jedná o kmitání smíšené. Základní veličiny určované při analýze harmonického časového signálu vibrací jsou na obr. 6.1, pro smíšený signál na obr. 6.2.



Obr. 6.1 Harmonický časový signál vibrací



Obr. 6.2 Smíšený časový signál vibrací

V obou případech platí:

$$\text{efektivní hodnota} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (x^2(t)) dt} \quad \text{- efektivní hodnota amplitud vibrací.(RMS)} \quad (1)$$

$$\text{průměrná hodnota} = \frac{1}{T} \int_0^T |x| dt \quad \text{- průměrná (střední) hodnota amplitud vibrací.} \quad (2)$$

maximální amplituda = vrcholová hodnota (Peak, špička) - maximální amplituda signálu v kladném nebo záporném směru

maximální rozkmit = maximální rozkmit (Peak – Peak, špička - špička) – součet absolutních hodnot maximálních amplitud signálu v kladném a záporném směru osy amplitudy

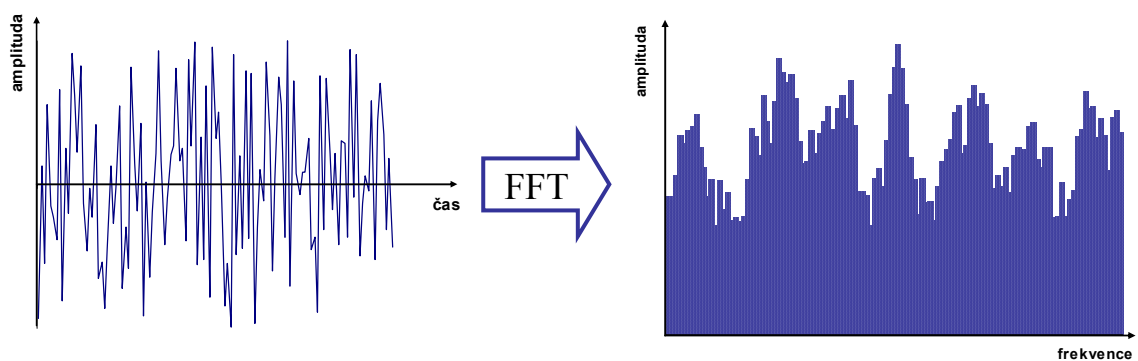
Měřený diagnostický signál je možné zobrazit jako jeho časový průběh. V tomto zobrazení je možné určovat výše zmíněné veličiny pro analýzu časového průběhu smíšeného signálu. Pro vibrodiagnostiku je ale nutné znát zdroje signálu. To umožňuje rozklad na soubor harmonických funkcí, které se liší amplitudou, úhlovou frekvencí a počáteční fází. Zobrazení závislosti amplitud jednotlivých složek signálu na frekvenci je tzv. frekvenční spektrum. Na základě analýzy frekvenčního spektra lze usuzovat, jaký je okamžitý provozní stav stroje. Rozkladem periodické funkce se spojitým časem na jeho harmonické signály je Fourierova řada. Pro neperiodické funkce (diagnostické signály) se používá Fourierova transformace.

$$F(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-i2\pi f t} dt \quad (3)$$

Protože je nutné znát funkci průběhu diagnostického signálu v čase $f(t)$ v mezích +/- nekonečno, nelze takto definovanou transformaci použít u měřicího přístroje. Využití frekvenční (kmitočtové) analýzy v reálném čase umožňuje tzv. diskrétní Fourierova transformace, ve které je integrál nahrazen součtem hodnot.

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-i 2 \pi n k / N} \quad (4)$$

Pro použití v diagnostických analyzátoch byly vyvinuty procesory, které využívají algoritmus DFT, jako tzv. rychlou Fourierovu transformaci – FFT (Fast Fourier Transform) ([29],[32],[50]).



Obr. 6.3 Vznik frekvenčního spektra, dle [8]

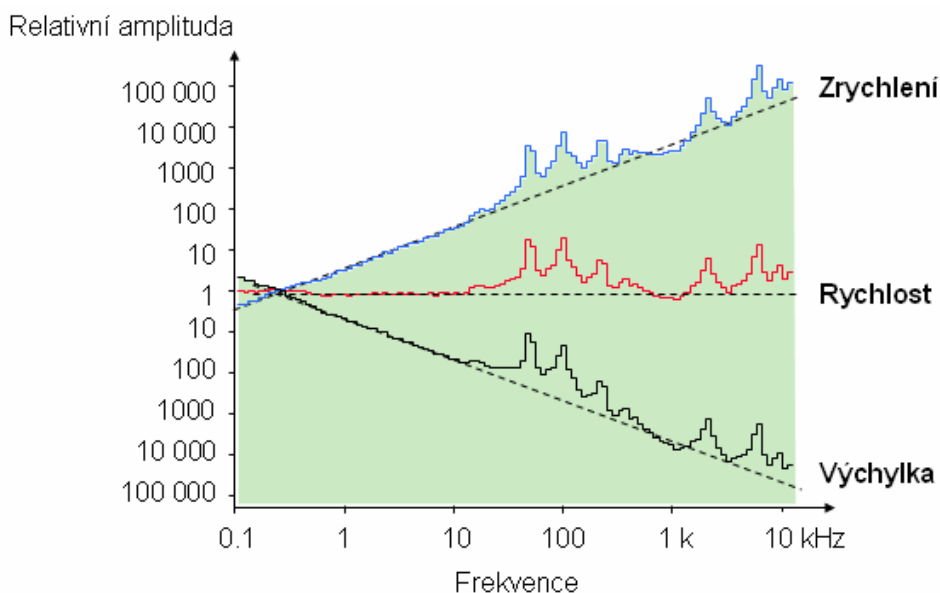
6.2 Měření vibrací

Při měření mechanických vibrací je možné měřit některou ze tří určujících veličin, tj. zrychlení, rychlost nebo výchylku ([6], [32]). Mezi těmito veličinami platí jednoduchý vztah, kde pro zrychlení platí:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (5)$$

Tyto veličiny jsou vždy vůči sobě fázově posunuty a je důležité určit, která bude pro diagnostiku mít největší vypovídací hodnotu. Na obr.6.4 je nakreslen vztah mezi těmito třemi veličinami, kdy naměřené hodnoty rychlosti vibrací jsou ve výsledném spektru v celém měřeném frekvenčním rozsahu zhruba na stejné úrovni. Úroveň hodnot zrychlení vibrací se potom bude na stejném frekvenčním rozsahu zvyšovat (když se bod bude pohybovat zhruba stejnou rychlostí s vyšší frekvencí, potřebuje k tomu větší zrychlení) a naopak výchylka se bude zmenšovat (aby se

mohl bod pohybovat stejnou rychlostí ale s vyšší frekvencí, musí být jeho výchylka menší). Může nastat případ, kdy přibližně stejnou úroveň na frekvenčním rozsahu bude mít výchylka nebo zrychlení. Podle toho se potom zvolí veličina vhodná pro vibrodiagnostiku. Podle požadované veličiny zvolíme i konstrukci použitého typu snímače.



Obr. 6.4 Vztah výchylky, rychlosti a zrychlení vibrací, dle [10]

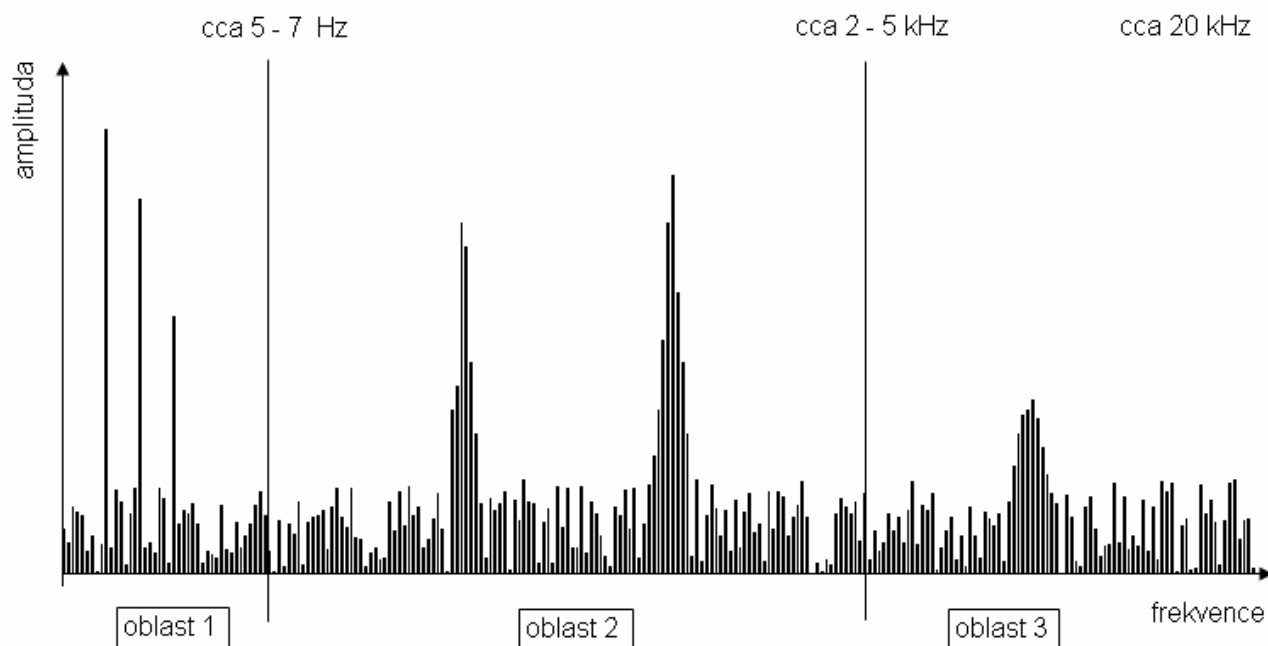
6.3 Hlavní zdroje vibrací

Cílem vibrodiagnostiky je identifikace zdrojů, které vyvolávají nadměrné vibrace a upozorňují tak na možné opotřebení nebo poruchu v soustavě ([3], [8], [9], [10]). Pro potřebu bezdemontážní diagnostiky je nutné znát podrobně vozidlo, jeho konstrukční části a agregáty a provozní podmínky. Na základě těchto znalostí je potom možné stanovit budící frekvence jednotlivých prvků, případně i vlastní frekvence některých prvků. V této práci je popsána vibrodiagnostika nápravové trakční převodovky NP 20 elektrické jednotky řady 560.

Mezi hlavní zdroje buzení u sledované převodovky budou patřit tyto rotující prvky:

- rotory (vstupní a výstupní hřídele)
- ozubená soukolí
- valivá ložiska

Působení budících zdrojů je možné podle jejich frekvencí rozdělit do tří oblastí:



Obr. 6.5 Oblasti kmitočtů ve frekvenčním spektru, dle [10]

1. Oblast nízkých kmitočtů

Dolní mez se nachází pod rychlostí otáčení, horní je tvořena nižšími harmonickými složkami. Obsahuje informace o závadách způsobených nevyvážeností, ohybem hřídelů, nestabilitou radiálních ložisek a uvolněním mechanických vazeb.

2. Oblast středních kmitočtů

Zde se identifikují závady ozubených převodů. Závady v počátečním stavu se zpravidla projevují vzrůstem bočních pásem, rozložených kolem kmitočtů záběru a jeho harmonických složek.

3. Oblast vysokých kmitočtů

Převládají zde složky spekter, související s mechanickými rezonancemi, a informace o počínajících závadách valivých ložisek. Závady ložisek mohou vyvolat rezonance jiných součástí. Tyto závady lze zjistit v oblasti vysokých kmitočtů, protože odpovídající složky nejsou překryty jinými složkami převládajícími u prvních dvou oblastí. Problémem identifikace ložisek je ale jejich malá energetická úroveň a tím i malé změny jejich harmonických složek ve spektru vibrací. V FFT spektru jsou tyto složky zřetelné až při velkém poškození ložiska. Aby se možná porucha ložiska odhalila v dostatečném předstihu, je nutné použít další metody vibrodiagnostiky. CPB („Constant Percentage Bandwidth“) - spektrum s konstantní procentuální šířkou pásma, které umožňuje

identifikaci ložisek ve vyšších frekvencích spektra, a SED („Selective Envelope Detection“) - selektivní obálkovou analýzu.

6.3.1 Vznik budících frekvencí u jednotlivých prvků

Pro identifikaci možných zdrojů vibrací je tedy potřeba nejprve určit jejich budící frekvence. Ve spektrech je potom možné najít jak tyto základní budící frekvence, tak jejich harmonické frekvence (celočíslné násobky základních frekvencí), subharmonické frekvence (celočíslné podíly základních frekvencí), případně interharmonické frekvence (neceločíslné násobky nebo podíly základních frekvencí). Nejčastějšími zdroji vibrací jsou rotory (hřídele), převody (ozubené, řemenové) a ložiska (většinou valivá).

Rotory

Příčinou vibrací může být:

- nesouosost - špatné usazení a sestavení převodovky s vedlejšími agregáty stroje
- špatné nasazení ložiska na hřídeli ložiska nebo v pouzdře
- špatné nasazení spojky na hřídel
- ohnutý nebo nevyvážený hřídel

Ozubené převody

Správný profil zubů teoreticky zabezpečuje jejich úplné odvalování. Na frekvenční charakteristice by se to mělo projevit čistou zubovou frekvencí. Při zatížení se zuby soukolí pružně deformují a tím vznikají odchylky od teoretického tvaru profilu zubu, které pak budou vyvolávat poruchu v záběru a zvýšené kmitání v převodu. K poškození převodu může dojít i vlivem špatné montáže, při které vzniká nesouosost, prohnutí hřídele, chybné nastavení vůle apod. Vlivem únavy materiálu bočních stěn, na které působí tlakové a smykové napětí, se na zubu objevuje pitting a důlky. Tyto jevy se projevují zvýšením vibrací, nejčastěji mírným vzrůstem hladiny při záběrové frekvenci a zároveň větším vzestupem při druhé a třetí harmonické frekvenci.

Vznikající lokální závada na zubu se projeví jako zvýšená hladina postranních pásem záběrové frekvence. Záběrová frekvence a její harmonické složky mají mnohem více energie než signál vznikajícího defektu na zubu. Jak se ale defekt postupně zvětšuje a rozšiřuje na další zuby, vzrůstá amplituda energie signálu poškození a tento signál podporuje růst postranních pásem záběrové frekvence. Postupným srovnáváním těchto změn lze usuzovat na stupeň poškození převodu.

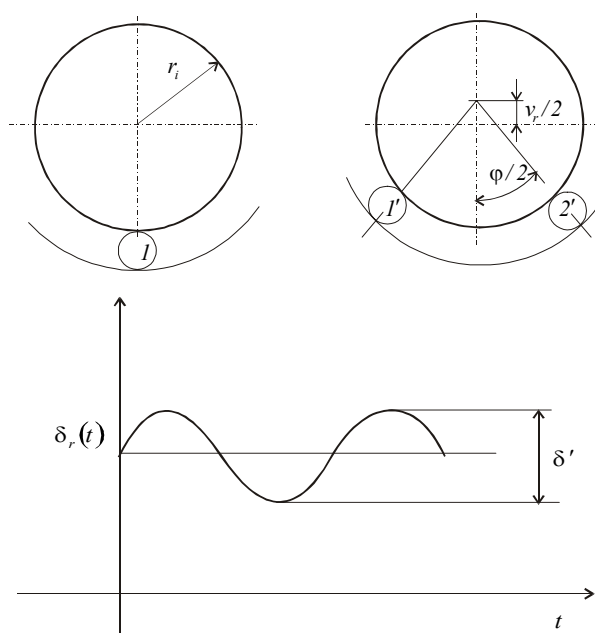
Valivá ložiska

Valivá ložiska patří mezi nejčastější zdroje buzení, protože jsou použita u většiny strojů, které mají rotující hřídel. K určení možného poškození ložiska je třeba určit několik budících frekvencí jednotlivých částí ložiska. Určuje se tak budící frekvence vnitřního kroužku, vnějšího kroužku, klece a valivého tělesa. Tyto frekvence se určují z vnitřních rozměrů ložiska, počtu valivých těles a podle druhu valivého ložiska.

6.3.2 Vznik nelineárních vazeb a rezonancí, vlastní frekvence

V každém systému stroje existují výrazně nelineární vazby, například:

- valivá ložiska, jejichž tuhost se vzhledem ke kladné provozní radiální vůli $v_r > 0$ periodicky mění se změnou polohy osy.
- tuhost zubů převodových kol, při zvýšení zatížení se mění oblast záběru
- u ozubených převodů může dojít k cyklickému přerušování silového styku aktivních boků zubů (záběr neaktivními boky zubů)



Obr. 6.6 Změna radiální tuhosti u valivého ložiska

Dalším možným zdrojem vibrací je rezonance prvků stroje. Rezonance způsobí vynucené kmitání prvku, jestliže frekvence vibrací, případně její harmonická nebo subharmonická složka, některého jiného prvku bude shodná s rezonanční frekvencí sledovaného prvku. Zvýšená amplituda rezonančního kmitočtu se projeví ve spektru vibrací.

Pokud by se v naměřených spektrech u převodovky objevily další výrazné neznámé frekvence, které by neodpovídaly žádné teoreticky vypočtené budící frekvenci, bylo by možné uvažovat o významném vlivu vlastní frekvence některého prvku objektu. Vlastní frekvence je možné určit například „Přibližným výpočtem vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů torzní soustavy“, popsáním v [52]. Tyto výpočty jsou poměrně složité a přistupuje se k nim ve speciálních případech.

7 Elektrická jednotka řady 560

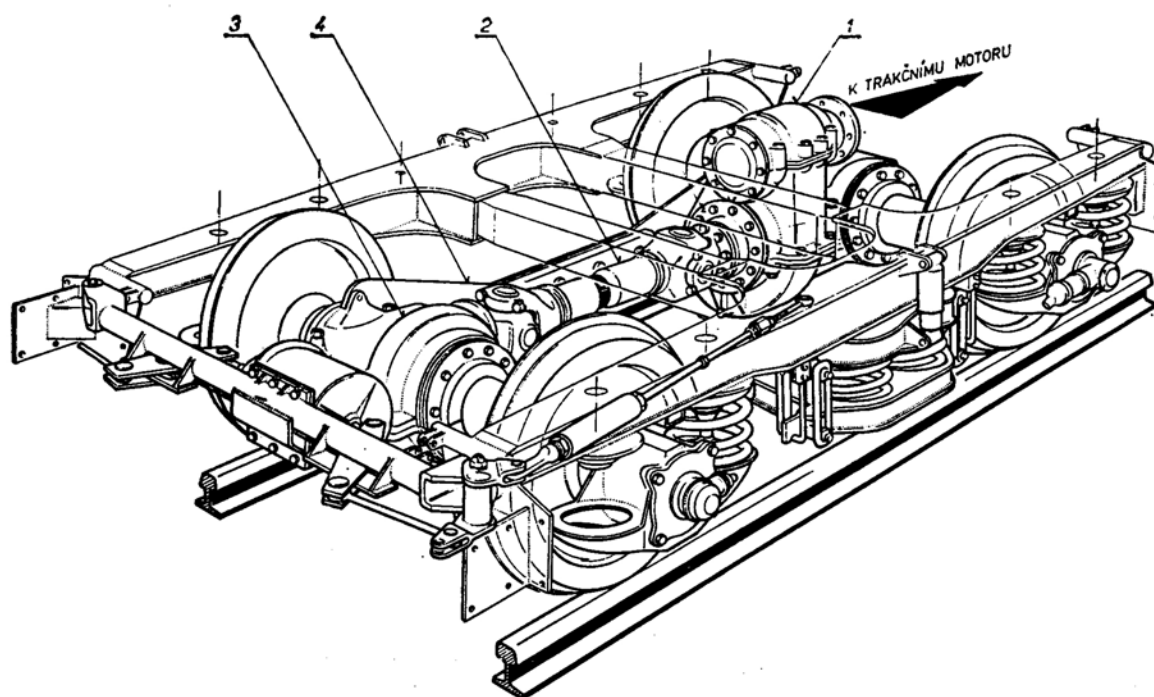
Pro návrh a realizaci plánu údržby a oprav převodovky elektrické jednotky byla vybrána nápravová převodovka hnacího vozu příměstské elektrické motorové jednotky řady 560. Elektrické jednotky ř. 560 jsou na střídavém napájecím systému u ČD provozovány pouze v DKV Brno, v době zahájení práce byly přiděleny do PJ Horní Heršpice. Po reorganizaci, která proběhla u ČD na konci roku 2007 byly tyto jednotky přiděleny do jiné PJ. Jsou jedinými střídavými vozidly svého typu v síti ČD. V době práce na DP zde bylo soustředěno celkem 9 jednotek této řady, které byly turnusovány v pravidelném provozu na několika tratích v okolí Brna. Tyto elektrické jednotky měly původně sloužit pro potřebu rychlé příměstské dopravy a vyráběly se ve Vagonce Tatra Studénka. Dvě prototypové soupravy, označené ještě jako SM 487.0, byly vyrobeny v roce 1966, sériová výroba proběhla v letech 1970-71. Jedná se tedy o jednotky, které jsou téměř 40 let v provozu a je u nich možné pouze porovnávat aktuální provozní stav převodovek u jednotlivých hnacích vozů. Není zde ale možné určovat počáteční program údržby (údržbu při uvedení do provozu). Jednotky řady 560 jsou většinou provozovány v šestidílné sestavě, tzn. se čtyřmi vloženými vozy.



Obr. 7.1 Elektrická jednotka řady 560

7.1 Podvozek motorového vozu

Popis podvozku a nápravové převodovky NP 20 je proveden dle [48]. Trakční motory el. jednotky jsou zavěšeny pod podlahou podélně ve směru jízdy a přes kloubový hřídel jsou spřaženy s vstupní nápravovou převodovkou vnitřní nápravy. Ta je dalším kloubovým hřídelem spojena s nápravovou převodovkou vnější nápravy. Obě dvojkolí motorového vozu jsou hnací a proto jsou oba podvozky každého motorového vozu konstrukčně téměř shodné. Součástí tohoto podvozku jsou tedy nápravové převodové skříně NP 20 (vstupní převodová skříně) a NK 20 (převodová skříně u druhého dvojkolí).



- 1 – převodová skříně NP 20, 2 – kloubový hřídel TKH 250
3 – převodová skříně NK 20, 4 – torzní vzpěra

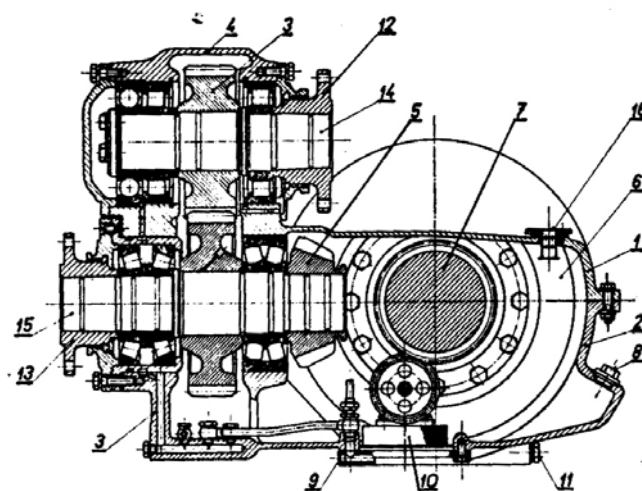
Obr. 7.2 Skupinový pohon v podvozku [48]

Tyto nápravové skříně jsou uloženy na nápravách obou dvojkolí. Reakce kroučícího momentu jsou zachycovány torzními vzpěrami, které při použití pryžových elementů spojují obě převodové skříně. Na každém podvozku jsou dvě odlišné nápravové převodové skříně. Převodová skříně NP 20 na vnitřním dvojkolí slouží k přenosu kroučícího momentu jednak pro toto dvojkolí, jednak pro převodovou skříně NK 20, umístěnou na vnějším dvojkolí podvozku. Metodika provedení diagnostiky je zde navrhovaná pro převodovkou NP 20. Její konstrukce je složitější a možnost poruchy je větší, případná aplikace na jednodušší převodovou skříně NK 20 v budoucnu bude možná, stejně jako na jiné převodovky podobného typu.

7.2 Převodová skříň NP 20

Skříň nápravové převodovky je trojdílná. Má horní díl (1) a spodní díl (2) a pouzdra ložisek (3), vše je vyrobeno z lité oceli. Převodová skříň obsahuje dvě ozubená soukolí – jedno s čelním ozubením, druhé je kuželové. Soukolí slouží k úpravě kroutícího momentu od elektromotoru zavěšeného na skříni vozu. Kroutící moment se od elektromotoru přivádí kloubovým hřídelem na vstupní přírubu (12), která je nalisována na kuželovém konci vstupního hřídele (14). Na výstupním hřídeli (15), na kterém je nalisováno druhé kolo tohoto čelního soukolí, je kuželový ozubený pastorek (5). Ten pohání kuželové kolo (6) a tím i nápravu (7) vnitřního hnacího dvojkolí. Na stejném výstupním hřídeli (15) je i výstupní příruba na uchycení kloubového hřídele pro pohon převodové skříně NK 20.

Mazání převodové skříně je zajištěno zubovým mazacím čerpadlem, poháněným čelním ozubeným soukolím od nápravy (7) vnitřního hnacího soukolí. Z hlediska diagnostiky je toto malé soukolí vynecháno, protože síly, které na ně působí, jsou proti silám na soukolí převodovky naprosto zanedbatelné. Olej je rozváděn potrubím uvnitř převodové skříně. Jako maziva se používá převodový olej (např. PP7), jehož správná výška je určena okrajem nalévacího hrdla. Kontrola výšky hladiny oleje a její případné doplňování se provádí při každém provozním ošetření.



1 – horní díl skříně, 2 – spodní díl skříně, 3 – čelní ozubené soukolí, 4 – pouzdro ložisek, 5 – kuželový pastorek, 6 – kuželové ozubené kolo, 7 – náprava, 8 – nálevní otvor se zátkou, 9 – náhon olejového čerpadla, 10 – olejový čistič, 11 – výpustní olejová zátká, 12 – vstupní příruba, 13 – výstupní příruba, 14 – vstupní hřídel, 15 – výstupní hřídel, 16 – odvětrávání převodové skříně

Obr. 7.3 Podélný řez nápravovou převodovou skříní NK 20 [48]



a)



b)

Obr. 7.4 Převodovka NP 20 a) čelní pohled, b) boční pohled



a)



b)

Obr. 7.5 Převodovka NK 20 pohled a) čelní pohled, b) boční pohled

7.3 Současný stav údržby nápravové převodovky NP 20

Údržba převodovky se provádí na základě Předpisu pro organizaci údržby elektrických a motorových vozidel [36]. Tento předpis upravuje údržbu železničních kolejových vozidel (ŽKV) a stanoví normy kilometrických proběhů (tj. počtu ujetých kilometrů) pro provozní ošetření, periodické prohlídky a periodické opravy ŽKV. Pravidelné provozní ošetření má kilometrický proběh cca 3 000 km – 5 000 km, pravidelná periodická kontrola cca 18 000 km – 22 000 km.

Kontrola převodovky se provádí také při každé její opravě a obsahuje tyto úkony:

- kontrola těsnosti převodové skříně
- kontrola vůle v uložení a v ozubených soukolích
- kontrola stavu ozubení
- kontrola šroubových spojů a těsnost skříně převodovky
- kontrola oleje na přítomnost cizích prvků, případně jeho výměna

Jedná se tedy pouze o vizuální kontrolu důležitých funkcí převodovky, nelze proto v současné době mluvit o její provozní diagnostice.

Tribodiagnostikou oleje určuje laboratoř především množství mechanických nečistot tzn. otěr (měď, železo) na atomovém absorpčním spektrografu. Kontroluje se překročení maximálních hodnot průměrné průhlednosti materiálu pro měď a pro železo. Tato kontrola může upozornit hlavně na opotřebenosti ozubených kol, ale například o stavu ložisek žádné informace nedává.

Žádná další kontrola se u sledované převodovky v době měření nerealizovala.

8 Realizace diagnostiky nápravové převodovky NP 20

Před realizací diagnostiky je nutné nejprve provést analýzu převodovky a určit prvky, které se diagnostikou budou sledovat. K tomu je možné použít popsanou dekompozici metodou RCM. Metoda současně určí které prvky jsou pro údržbu a tím i pro diagnostiku důležité a které případně není nutné sledovat. Zároveň tato metoda analyzuje i používaný systém údržby a umožní zahrnutí diagnostiky mezi preventivní kontroly provozního stavu.

8.1 Aplikace metody RCM na sledovanou převodovku NP 20

Vlastní dekompozice převodovky

Provede se na jednotlivé prvky, případně se vyberou pouze prvky „funkčně důležité“. Protože se zde jedná o dekompozici převodovky, lze se dostat až na úroveň jednotlivých součástí (dílů) převodovky. U nápravové převodovky NP 20 lze určit prvky uvedené v tabulce 8.1:

Tab. 8.1 RCM – analyzované prvky nápravové převodovky NP 20

číslo prvku	název prvku	číslo prvku	název prvku
1	vstupní příruba (spojka)	9	horní díl skříně
2	ložiska vstupního hřídele	10	spodní díl skříně
3	čelní ozubené soukolí	11	olejový čistič
4	ložiska výstupního hřídele	12	náhon olejového čerpadla
5	výstupní příruba (spojka)	13	výpustní olejová zátka
6	kuželový pastorek	14	odvětrávání přev. skříně
7	kuželové ozubené kolo	15	šrouby skříně
8	ložiska nápravy		

Klasifikace prvků

Klasifikace se provádí pomocí RCM analýzy prvků. Každý prvek se postupně testuje třemi otázkami a tím se určí, jaký typ předvídatelné poruchy u něj může nastat. Cílem je zajistit provoz jednotek za použití předem stanoveného způsobu údržby. Proto je nutné při dekompozici najít právě funkčně významné celky, které mají vliv na provozuschopnost vozidla. Pro určení funkčně významných prvků jsem vytvořil jednoduchý formulář, ve kterém se odpovídá na tři otázky a odpovědi se zdůvodní. Aby byl výsledek přehledný, mohou se nesouhlasné odpovědi proškrtnout.

Formulář pro určení funkčně významných prvků je v tabulce 8.2, klasifikace pro všechny dekomponované prvky je uvedena v příloze 3, výsledek shrnuje tabulce 8.3. Pro případ nápravové převodovky se ukázaly nejdůležitější prvky s možností poruchy druhého typu (MSI – porucha s významným dopadem na provoz a údržbu).

Tabulka 8.2 RCM - formulář pro určení FSI

Klasifikace prvků nápravové převodovky NP 20			
Číslo prvku:			
Název prvku:			
Popis funkce prvku:			

RCM analýza prvku:

Předvídatelná porucha funkce prvku	kategorie	ANO - vysvětlení	
	FSI	NE - zdůvodnění	

a) ohrozí bezpečnost provozu nebo životní prostředí ?			
ANO	→	SSI	ANO
NE	→	NE	

↓

b) způsobí neschopnost vozidla, zpoždění vlaku, významně zvětší prostoj v opravě ?			
ANO	→	MSI	ANO
NE	→	NE	

↓

c) nebrání provozu ale má za následek významné ekonomické ztráty ?			
ANO	→	ESI	ANO
NE	→	NE	

↓

Prvek není funkčně významný.

Tabulka 8.3 RCM – klasifikace prvků NP 20

číslo prvku	název prvku	klasifikace FSI	číslo prvku	název prvku	klasifikace FSI
1	vstupní příruba (spojka)	MSI	9	horní díl skříně	SSI
2	ložiska vstupního hřídele	MSI	10	spodní díl skříně	SSI
3	čelní ozubené soukolí	MSI	11	olejový čistič	nevýznamný
4	ložiska výstupního hřídele	MSI	12	náhon olejového čerpadla	nevýznamný
5	výstupní příruba (spojka)	MSI	13	výpustní olejová zátka	SSI
6	kuželový pastorek	MSI	14	odvětrávání přev. skříně	nevýznamný
7	kuželové ozubené kolo	MSI	15	šrouby skříně	nevýznamný
8	ložiska nápravy	MSI			

Tabulka 8.4 RCM - formulář pro volbu prostředků údržby

Volba prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20									
Číslo prvku:									
Název prvku:									
RCM navržené prostředky údržby:									
Úkoly a obsah údržby	ANO - podrobnosti úkolů NE - zdůvodnění								
<p>Mazání nebo čištění - sníží nebo zabrání opotřebení?</p> <table border="1"> <tr> <td>ANO</td> <td>→</td> <td>ANO</td> <td></td> </tr> <tr> <td>NE</td> <td>→</td> <td>NE</td> <td></td> </tr> </table>		ANO	→	ANO		NE	→	NE	
ANO	→	ANO							
NE	→	NE							
<p>Provozní nebo vizuální kontrola - je použitelné k zjištění degradace?</p> <table border="1"> <tr> <td>ANO</td> <td>→</td> <td>ANO</td> <td></td> </tr> <tr> <td>NE</td> <td>→</td> <td>NE</td> <td></td> </tr> </table>		ANO	→	ANO		NE	→	NE	
ANO	→	ANO							
NE	→	NE							
<p>Prohlídka, kontrola funkce, diagnostika - je použitelné k zjištění degradace?</p> <table border="1"> <tr> <td>ANO</td> <td>→</td> <td>ANO</td> <td></td> </tr> <tr> <td>NE</td> <td>→</td> <td>NE</td> <td></td> </tr> </table>		ANO	→	ANO		NE	→	NE	
ANO	→	ANO							
NE	→	NE							
<p>Obnova celku - sníží se intenzita poruch?</p> <table border="1"> <tr> <td>ANO</td> <td>→</td> <td>ANO</td> <td></td> </tr> <tr> <td>NE</td> <td>→</td> <td>NE</td> <td></td> </tr> </table>		ANO	→	ANO		NE	→	NE	
ANO	→	ANO							
NE	→	NE							
<p>Vyřazení celku, náhrada novým - zabrání vzniku 1. poruchy?</p> <table border="1"> <tr> <td>ANO</td> <td>→</td> <td>ANO</td> <td></td> </tr> <tr> <td>NE</td> <td>→</td> <td>NE</td> <td></td> </tr> </table>		ANO	→	ANO		NE	→	NE	
ANO	→	ANO							
NE	→	NE							

Stanovení prostředků a obsahu údržby

Pro stanovení prostředků a obsahu údržby se opět využívá analýza pomocí otázek s odpovědí typu ANO/NE a podle odpovědí jsou určeny použitelné a efektivní úkoly údržby. Tyto prostředky mají zabránit možnému poruše prvku nebo zmírnit její následky. U celků MSI (které jsou určeny u nápravové převodovky NP 20) se tak nalezne vhodný prostředek údržby (odpověď ANO), nebo je nutné celek konstrukčně přepracovat, případně použít systém údržby po poruše (všechny odpovědi NE). Pro volbu prostředků jsem opět vytvořil jednoduchý formulář, ve kterém se odpovídá na otázky doporučené metodou RCM (tabulka 8.4). Otázky jsou zaměřeny na možnost použití určených prostředků údržby. Poslední otázku metody RCM („Existuje použitelná kombinace prostředků?“) jsem ve formuláři vynechal, protože všechny možnosti údržby jsou z vyplněného formuláře jasně zřetelné. Volba prostředků údržby pro 11 dekomponovaných prvků kategorie SSI a MSI je uvedena v příloze 4. Na základě zvolených prostředků údržby se vyberou prvky, u kterých je možné realizovat některý ze způsobů technické diagnostiky. V případě nápravové převodovky NP 20 se bude jednat o diagnostiku vibrací.

Stanovení intervalu údržby

Pro matematické stanovení intervalu údržby se statistickými metodami zpracovávají data o bezporuchovosti, dodaná výrobcem nebo provozovatelem vozidla. V případě hodnocené nápravové převodovky NP 20 by pro výpočet byly nejdůležitější údaje o poruchovosti ložisek a ozubených kol. Tyto údaje se ale nepodařilo od provozovatele zjistit. Návrh intervalů je proto proveden odhadem na základě známých kilometrických proběhů převodovek (tabulka 8.5). U převodovky je navržena pravidelná analýza vibrací a její porovnání s výsledky ostatních úkolů údržby. Navrhované intervaly pravidelných kontrol odpovídají předepsané kontrole oleje. Interval pro vibrodiagnostická měření jsou navrženy stejně, aby bylo možné je konfrontovat s výsledky tribodiagnostiky.

Na základě předchozích kroků byl stanoven návrh programu údržby (tabulka 8.4), který v sobě zahrnuje jak úkoly údržby určené provozními předpisy nápravové převodovky NP 20, tak i diagnostiku nově navrženou s pomocí metody RCM. Všechny dekomponované prvky patří do kategorie MSI, tzn., že jejich porucha může způsobit poruchu celku s významným dopadem na provoz a údržbu.

Tab. 8.5 RCM - návrh programu údržby nápravové převodovky NP 20

Číslo prvku	Název prvku	Popis úkolů údržby	Interval (km proběh - čas)
1	vstupní příruba (spojka)	vizuálně - kontrola šroubů	20000 km
		- kontrola příruby (praskliny)	20000 km
2	ložiska vstupního hřídele	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibrací převodovky	5000 km
		mauálně - kontrola vůle	při opravě
3	čelní ozubené soukolí	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibrací převodovky	5000 km
		vizuálně - kontrola stavu	při opravě
4	ložiska výstupního hřídele	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibrací převodovky	5000 km
		mauálně - kontrola vůle	při opravě
5	výstupní příruba (spojka)	vizuálně - kontrola šroubů	20000 km
		- kontrola příruby (praskliny)	20000 km
6	kuželový pastorek	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibrací převodovky	5000 km
		vizuálně - kontrola stavu	při opravě
7	kuželové ozubené kolo	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibrací převodovky	5000 km
		vizuálně - kontrola stavu	při opravě
8	ložiska nápravy	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibrací převodovky	5000 km
		mauálně - kontrola vůle	při opravě
9	horní díl skříně	vizuálně - kontrola stavu skříně	při prav. údržbě
10	spodní díl skříně	vizuálně - kontrola stavu skříně	při prav. údržbě
13	výpustní olejová zátka	vizuální - průsak oleje kolem zátky	při prav. údržbě

8.2 Použití vibrodiagnostiky

Výpočet budících frekvencí pro předpokládané zdroje

U všech výpočtů budících frekvencí je nejprve uveden obecný postup, základní vypočtené hodnoty jsou uvedeny v následujících tabulkách. Vypočtené hodnoty vychází ze známé rychlosti motorového vozu při měření a středního průměru kol dvojkolí měřeného podvozku. (Průměr kola se pohybuje v rozsahu cca 850 – 925 mm.) Pro ložiska jsou jako příklad uvedeny hodnoty pro rychlost 60 km/h.

Rotory (v případě převodovky NP 20 se jako rotory uvažují její hřídele)

$$\text{Základní frekvence: } f_R = n, \quad (6)$$

$$\text{Harmonické složky: } f_{RH} = k \cdot f_R, \quad (7)$$

$$\text{Subharmonické složky: } f_{RS} = 1/k \cdot f_R, \quad \text{kde } k = 2, 3, \dots \text{ je řád.} \quad (8)$$

Tabulka 8.6 Vypočtené základní rotorové frekvence

budící frekvence rotorů (s ⁻¹)			
jízdní rychlost (km/h)	hřídel dvojkolí	dolní hřídel	hnací hřídel
20	2,0	4,5	6
40	3,9	8,9	12
60	5,9	13,4	18
80	7,9	17,8	24
100	9,9	22,3	30

Ozubené převody

$$\text{Základní frekvence: } f_Z = n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2, \quad (9)$$

$$\text{Harmonické složky: } f_{ZH} = k \cdot f_Z, \quad \text{kde } k = 2, 3, \dots \text{ je řád,} \quad (10)$$

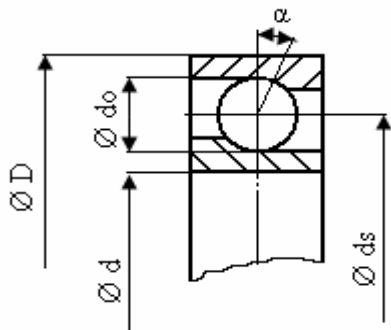
$$\text{Subharmonické složky: } f_{ZS} = 1/p \cdot f_Z, \quad \text{kde } p = 2, 3, \dots, z_2, \text{ pro } z_2 > z_1. \quad (11)$$

Tabulka 8.7 Vypočtené základní zubové frekvence

zubové frekvence (s ⁻¹)		
jízdní rychlost (km/h)	čelní soukolí 26/35 zubů	kuželové soukolí 19/43 zubů
20	155,3	84,3
40	310,7	168,7
60	466,0	253,0
80	621,3	337,3
100	776,7	421,7

Ložiska

K určení možných budících frekvencí ložiska je třeba vypočítat frekvenci buzení jednotlivých částí ložiska, tj. vnitřního kroužku, vnějšího kroužku, klece a valivého tělesa. Jedna z metod výpočtu je uvedena v [3]. Pro tyto výpočty je nutné nejprve určit průměr a počet valivých těles.



D – vnější průměr
 d – vnitřní průměr
 d_s – střední průměr
 d_0 – průměr valivého tělesa
 α – úhel styku

Obr. 8.1 Základní rozměry ložiska

Střední průměr ložiska: $d_s = 0.5 (D + d),$ (12)

Průměr valivého tělesa: $d_0 = q_1 (D - d),$ (13)

Počet valivých těles v jedné řadě $z_v = q_2 (D - d) / d_0.$ (14)

Součinitele q_1 a q_2 jsou pro jednotlivé druhy valivých ložisek uvedeny v [3]. Pro další výpočty se předpokládá odvalování bez skluzů a absolutní rychlost všech bodů na spojnici stykových bodů se mění podle přímky. Rychlost středu valivého tělesa odpovídá rychlosti klece ložiska.

Pro otáčky klece potom platí: $n_s = 1/2 [n_i (1 - \gamma) + n_e (1 + \gamma)],$ (15)

kde $\gamma = (d_0 / d_s) \cdot \cos \alpha,$ pro $\alpha = \arctg (e/1,5).$ (16)

Vlivem otáčení ložiska kolem osy rotace se periodicky mění jeho tuhost a tím vzniká parametrické buzení o frekvenci:

$f_{LP} = k \cdot z \cdot n_s,$ (17)

a pro dvouřadé ložisko: $f_{LP} = 2 k \cdot z \cdot n_s.$ (18)

Při poškození ložiska vzniká rázové buzení vzhledem k vnikání valivých těles do důlků v zatížené oblasti. Mohou tak vzniknout tři druhy vad:

Poškození vnitřního kroužku: $f_{LI} = k [|n_i - n_s| (1 - s)]. z.$ (19)

Poškození vnějšího kroužku: $f_{LE} = k [|n_s - n_e| (1 - s)]. z.$ (20)

Poškození valivého tělesa: $f_{LO} = k \cdot n_s (1 - s),$ kde s je skluz ložiska. (21)

Příklad hodnot budících frekvencí vypočtených pro rychlost 60 km/h je uvedena v tabulce 8.8. Stejným způsobem byly vypočteny i frekvence pro ostatní rychlosti.

Tabulka 8.8 Vypočtené základní ložiskové frekvence pro rychlost 60 km/h

pozice		hnací hřídel		dvojkolí		dolní hřídel	
typ ložiska		kuličkové	válečkové	válečkové	kuličkové	soud. 2 ř.	kuželík.
		6322	NU 322	NU 240	6240	22324	30322
tabulkové hodnoty	vnitřní průměr - d (mm)	110	110	200	200	120	110
	vnější průměr - D (mm)	240	240	360	360	260	240
	úhel styku - α (°)	0	0	0	0	0	13,1
	součinitel - q_1	0,27	0,23	0,23	0,27	0,274	0,25
	součinitel - q_2	0,94	1,1	1,1	0,94	1,25	1,45
vypočtené hodnoty	střední průměr - d_s (mm)	175	175	280	280	190	175
	průměr val. tělesa - d_0 (mm)	35,1	29,9	36,8	43,2	38,4	32,5
	počet val. těles - z	9	13	17	12	12	16
	součinitel - γ	0,2	0,17	0,131	0,154	0,202	0,18
	ot. vnitřního kroužku - n_i (s^{-1}) pro rychlost 60 km/h	18	18	13,38	13,38	5,91	5,91
	otáčky klece - n_s (s^{-1})	7,176	7,44	2,56	2,49	5,32	5,46
	frekv. vad vnitřního kroužku - f_{Li} (Hz)	87,2	122,85	50,95	36,7	86,5	113,3
	frekv. vad vnějšího kroužku - f_{Le} (Hz)	58,1	87,05	39,2	26,9	57,5	78,6
	frekv. vad valivého tělesa - f_{LD} (Hz)	6,45	6,7	2,3	2,24	4,8	4,9

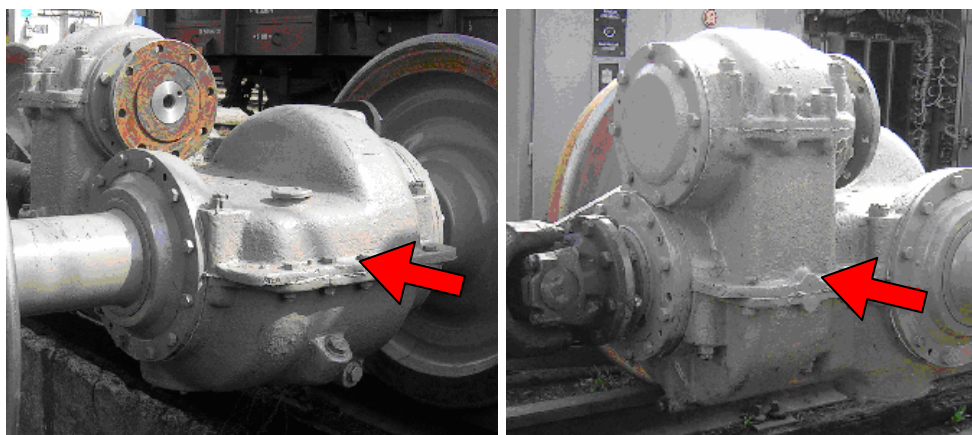
V tabulce 8.9 je uveden příklad výpočtu základních budících frekvencí pro všechny uvedené zdroje vibrací a jejich harmonické složky pro měření při rychlosti 60 km/h. Tyto frekvence byly vyhledávány v naměřených spektrech pro danou rychlost. Stejným způsobem byly vypočteny a ve spektrech vyhledávány frekvence pro ostatní měřené rychlosti.

HARMONICKÉ FREKV. PRO RYCHLOST 60km/h			zás. frekv.														
BUDIČ	UMÍSTĚNÍ	TYP	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0
ložisko	hnací hřídel	kuličkové 6322															
		otáčky klece - n_s (s ⁻¹)	7,2	14,4	21,5	28,7	35,9	43,1	50,2	57,4	64,6	71,8	78,9	86,1	93,3	100,5	107,6
		kroužku - f_{Li} (Hz)	87,2	174,4	261,6	348,8	436,0	523,2	610,4	697,6	784,8	872,0	959,2	1046,4	1133,6	1220,8	1308,0
		kroužku - f_{Le} (Hz)	58,1	116,2	174,3	232,4	290,5	348,6	406,7	464,8	522,9	581,0	639,1	697,2	755,3	813,4	871,5
	tělesa - f_{LD} (Hz)	6,5	12,9	19,4	25,8	32,3	38,7	45,2	51,6	58,1	64,5	71,0	77,4	83,9	90,3	96,8	
	válečkové NU 322																
	otáčky klece - n_s (s ⁻¹)	7,4	14,9	22,3	29,8	37,2	44,6	52,1	59,5	67,0	74,4	81,8	89,3	96,7	104,2	111,6	
	kroužku - f_{Li} (Hz)	122,9	245,7	368,6	491,4	614,3	737,1	860,0	982,8	1105,7	1228,5	1351,4	1474,2	1597,1	1719,9	1842,8	
	kroužku - f_{Le} (Hz)	87,1	174,1	261,2	348,2	435,3	522,3	609,4	696,4	783,5	870,5	957,6	1044,6	1131,7	1218,7	1305,8	
	tělesa - f_{LD} (Hz)	6,7	13,4	20,1	26,8	33,5	40,2	46,9	53,6	60,3	67,0	73,7	80,4	87,1	93,8	100,5	
	dvojkolí	válečkové NU 240															
	otáčky klece - n_s (s ⁻¹)	2,6	5,1	7,7	10,2	12,8	15,4	17,9	20,5	23,0	25,6	28,2	30,7	33,3	35,8	38,4	
	kroužku - f_{Li} (Hz)	51,0	101,9	152,9	203,8	254,8	305,7	356,7	407,6	458,6	509,5	560,5	611,4	662,4	713,3	764,3	
	kroužku - f_{Le} (Hz)	39,2	78,4	117,6	156,8	196,0	235,2	274,4	313,6	352,8	392,0	431,2	470,4	509,6	548,8	588,0	
	tělesa - f_{LD} (Hz)	2,3	4,6	6,9	9,2	11,5	13,8	16,1	18,4	20,7	23,0	25,3	27,6	29,9	32,2	34,5	
	kuličkové 6240																
	otáčky klece - n_s (s ⁻¹)	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	14,9	17,4	19,9	22,4	24,9	27,4	29,9	32,4	34,9	37,4	
	kroužku - f_{Li} (Hz)	36,7	73,4	110,1	146,8	183,5	220,2	256,9	293,6	330,3	367,0	403,7	440,4	477,1	513,8	550,5	
	kroužku - f_{Le} (Hz)	26,9	53,8	80,7	107,6	134,5	161,4	188,3	215,2	242,1	269,0	295,9	322,8	349,7	376,6	403,5	
	tělesa - f_{LD} (Hz)	2,2	4,5	6,7	9,0	11,2	13,4	15,7	17,9	20,2	22,4	24,6	26,9	29,1	31,4	33,6	
	dolní hřídel	soud. 2 ř. 22324															
	otáčky klece - n_s (s ⁻¹)	5,3	10,6	16,0	21,3	26,6	31,9	37,2	42,6	47,9	53,2	58,5	63,8	69,2	74,5	79,8	
	kroužku - f_{Li} (Hz)	86,5	173,0	259,5	346,0	432,5	519,0	605,5	692,0	778,5	865,0	951,5	1038,0	1124,5	1211,0	1297,5	
	kroužku - f_{Le} (Hz)	57,5	115,0	172,5	230,0	287,5	345,0	402,5	460,0	517,5	575,0	632,5	690,0	747,5	805,0	862,5	
tělesa - f_{LD} (Hz)	4,8	9,6	14,4	19,2	24,0	28,8	33,6	38,4	43,2	48,0	52,8	57,6	62,4	67,2	72,0		
kuželíkové 30322																	
otáčky klece - n_s (s ⁻¹)	5,5	10,9	16,4	21,8	27,3	32,8	38,2	43,7	49,1	54,6	60,1	65,5	71,0	76,4	81,9		
kroužku - f_{Li} (Hz)	113,3	226,6	339,9	453,2	566,5	679,8	793,1	906,4	1019,7	1133,0	1246,3	1359,6	1472,9	1586,2	1699,5		
kroužku - f_{Le} (Hz)	78,6	157,2	235,8	314,4	393,0	471,6	550,2	628,8	707,4	786,0	864,6	943,2	1021,8	1100,4	1179,0		
tělesa - f_{LD} (Hz)	4,9	9,8	14,7	19,6	24,5	29,4	34,3	39,2	44,1	49,0	53,9	58,8	63,7	68,6	73,5		
rotor	hřídel dvojkolí																
	dolní hřídel	5,9	11,8	17,7	23,6	29,6	35,5	41,4	47,3	53,2	59,1	65,0	70,9	76,8	82,7	88,7	
	hnací hřídel	13,4	26,8	40,1	53,5	66,9	80,3	93,7	107,0	120,4	133,8	147,2	160,6	173,9	187,3	200,7	
		18,0	36,0	54,0	72,0	90,0	108,0	126,0	144,0	162,0	180,0	198,0	216,0	234,0	252,0	270,0	
převod	čelní soukolí	466,0	932,0	1398,0	1864,0	2330,0	2796,0	3262,0	3728,0	4194,0	4660,0	5126,0	5592,0	6058,0	6524,0	6990,0	
	kuželové soukolí	253,0	506,0	759,0	1012,0	1265,0	1518,0	1771,0	2024,0	2277,0	2530,0	2783,0	3036,0	3289,0	3542,0	3795,0	

Tab. 8.9 Základní a harmonické frekvence pro všechny budicí prvky vypočtené pro rychlost 60 km/h

8.3 Výběr měřicích míst

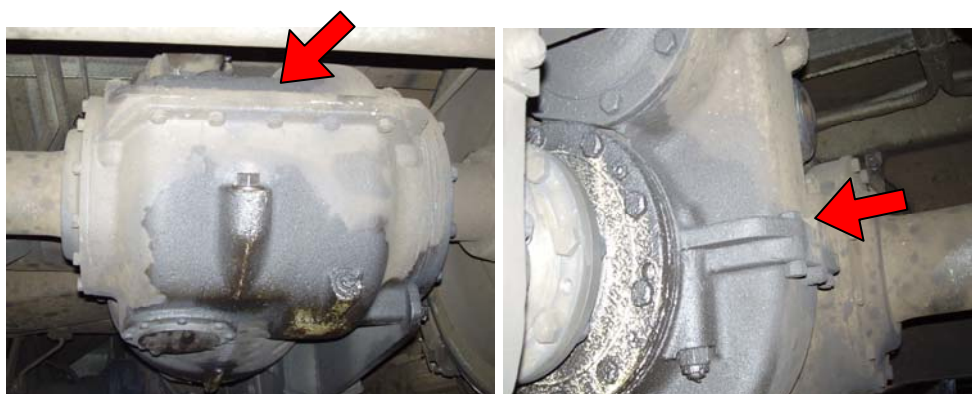
Počet měřicích míst na převodovce je omezen počtem dostupných snímačů (dva na jednu převodovku) a provozními podmínkami hnacího vozu. Snímače se upevňují přišroubováním buď přímo, nebo pomocí speciální podložky. U převodovky není možné provádět žádné konstrukční změny. Na dvou místech převodovky se tedy pro měření upevnily úhelníky se závity pro přišroubování podložky snímače. Na jedné převodovce byla dvě měřicí místa, obě v horizontálním směru, jedno ve směru jízdy, druhé kolmo na směr jízdy. Obě měřicí místa se nachází přibližně v dělicí rovině převodovky, pomocné úhelníky se upevnily na šrouby spojující skříň převodovky v místech vyznačených na obr. 8.2 a 8.3.



a)

b)

Obr. 8.2 Zvolená měřicí místa, a) čelní pohled, b) boční pohled



a)

b)

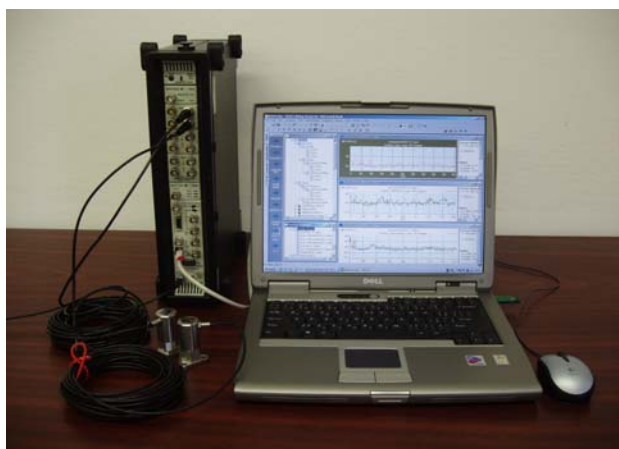
Obr. 8.3 Zvolená měřicí místa – pohled z montážní jámy a) čelní pohled, b) boční pohled

8.4 Použité snímače

Pro měření vibrací převodovky byly použity snímače zrychlení firmy Brüel & Kjær Vibro, typ AS-062 [11] (viz příloha č.1). Měřicí rozsah je 4 – 10 000 Hz (přesnost +/- 0.5 dB), maximální 1.5 – 13 000 Hz (přesnost +/- 3 dB). Jedná se o průmyslové snímače o hmotnosti 130g a jsou tedy dostatečně mohutné, aby vydržely podmínky provozu hnacího vozu (obr. 8.4). Byly upevněny pomocí příruby AC-139 (viz příloha č.2). Snímače mají integrovaný 10 m dlouhý kabel, který byl veden do kabiny vozu. Protože se jedná o elektrický motorový vůz, bylo nutné po vyhodnocení prvního zkušebního měření určit, zda měřený signál není elektrickým napětím ovlivněn. V případě prokázání vlivu by bylo nutné provést galvanické oddělení snímače a povrchu převodovky. Vliv elektrického napětí se při měření neprojevil a proto žádné další úpravy nebyly nutné.



Obr. 8.4 Snímač B&K Vibro, AS-062



Obr. 8.5 Analyzátor PULSE

8.5 Popis analyzátoru PULSE

Pro měření vibrací byl použit analyzátor PULSE firmy Brüel & Kjær, šestikanálový modul typ 3032A (obr. 8.5). Zakoupená licence umožňovala současné měření signálu ve dvou kanálech. Bylo tedy možné měřit najednou v obou měřicích místech a výsledky axiálního a radiálního směru porovnat. Analyzátor je propojen s PC, kde se data zpracují a vyhodnotí. Před měřením se v PC připraví tzv. projekt měření, ve kterém je předem stanoveno, jakým způsobem chceme měřený signál vyhodnotit a je definováno zobrazení měření na monitoru [7]. V projektu je možné navrhnout libovolné množství různých zobrazení měřeného signálu (např. časový průběh, spektrum, kaskádová spektra apod.), výsledky ukládat a později je vyhodnotit. Ověření návrhu projektu měření bylo cílem prvního zkušebního měření.

8.6 Ověřovací měření

Zkušební měření, které mělo ověřit možnosti vibrodiagnostiky, bylo nutné realizovat při jízdě na delší trati, protože vlastní měření hodnot analyzátozem PULSE vyžaduje určitý čas. Byla proto zvolena trať nově vybudovaného koridoru v úseku Brno Horní Heršpice – Vranovice. V tomto úseku je trať rovná, s převýšením 25 m na délku 22 km, a byly proto zajištěny stejné provozní podmínky pro všechna měření.



a)

b)

Obr. 8.6 Trať Brno - Vranovice a) nadmořské výšky zastávek, b) pohled na trať

Měření bylo prováděno vždy pouze v horizontálním směru, protože ve směru vertikálním je signál více ovlivněn přenosem vibrací kolejnice-dvojkolí-převodovka. (V případě relevantních signálů v radiálním i axiálním směru horizontální roviny by bylo možné v budoucnu použít jen jeden z těchto snímačů a druhým za stejných podmínek ověřit signál i ve vertikálním směru.)

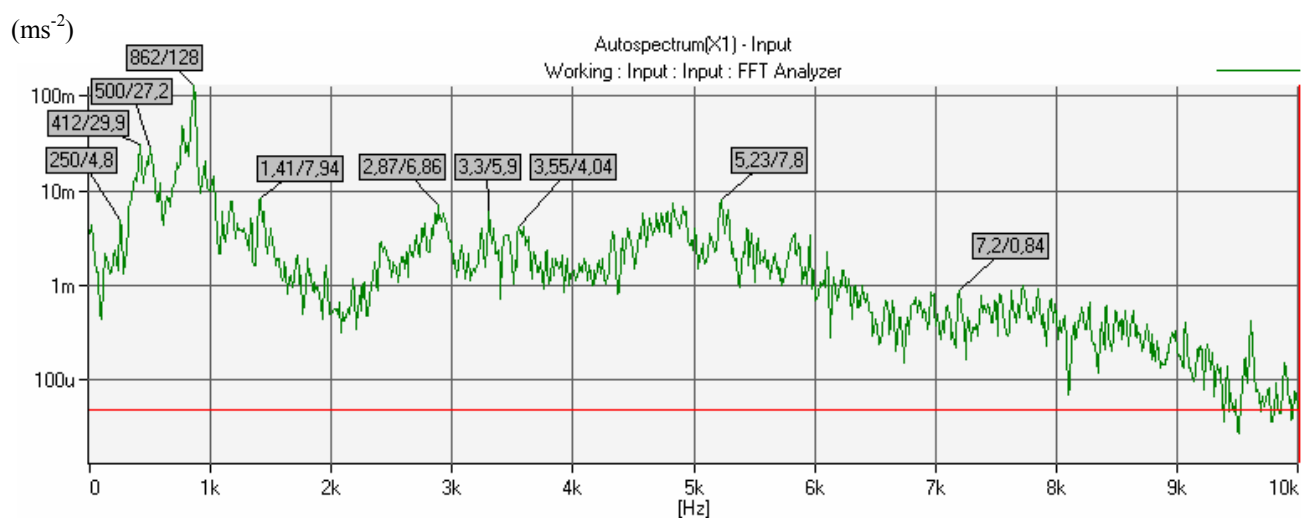


a)

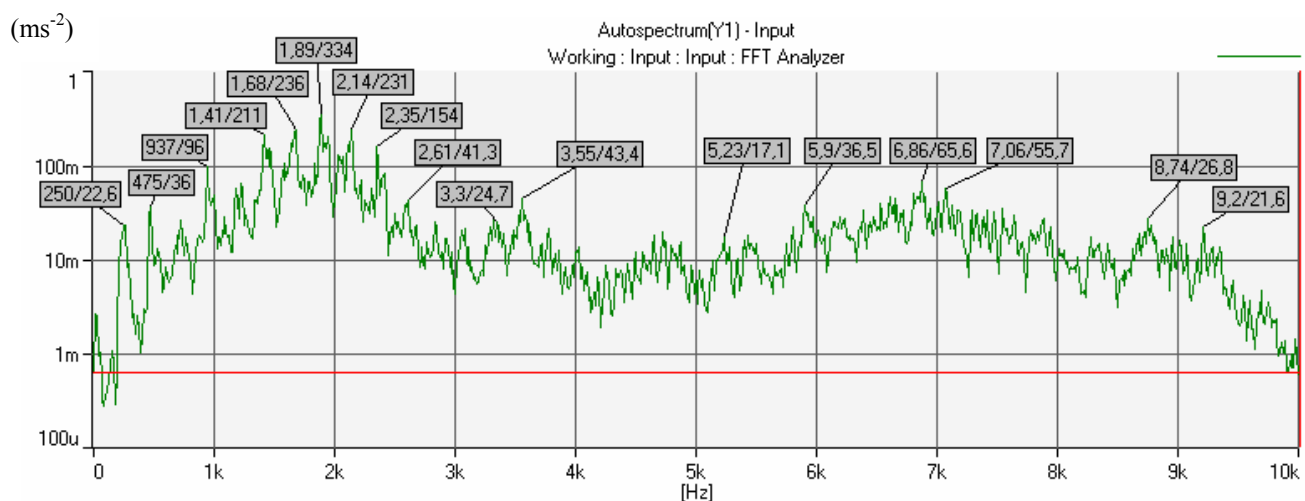
b)

Obr. 8.7 Upevnění snímačů při měření a) ve směru jízdy, b) kolmo ne směr jízdy

Měření vibrací proběhlo na dvou nápravových převodovkách NP 20. První byla, při jízdě směrem na Vranovice, měřena převodovka s kilometrickým proběhem 105 000 km od generální opravy. Druhá převodovka s kilometrickým proběhem 650 000 km byla měřena při jízdě zpět. Měření byla provedena vždy při několika ustálených rychlostech (20, 40, 60, 80 a 100 km/h) a při rozjezdu z 0 km/h na 100 km/h (rozběhová charakteristika, cca 36 - 38 s) a dojezdu ze 100 km/h na 0 km/h (doběhová charakteristika, cca 33 – 35 s). Při každé rychlosti bylo určeno frekvenční spektrum vibrodiagnostického signálu (ms^{-2}/Hz) a kaskádový diagram, vždy v obou měřících místech současně. Příklady měření FFT a kaskádového diagramu jsou na obr. 8.8 a 8.9., všechna měření jsou uvedena a popsána v přílohách 3 a 4.



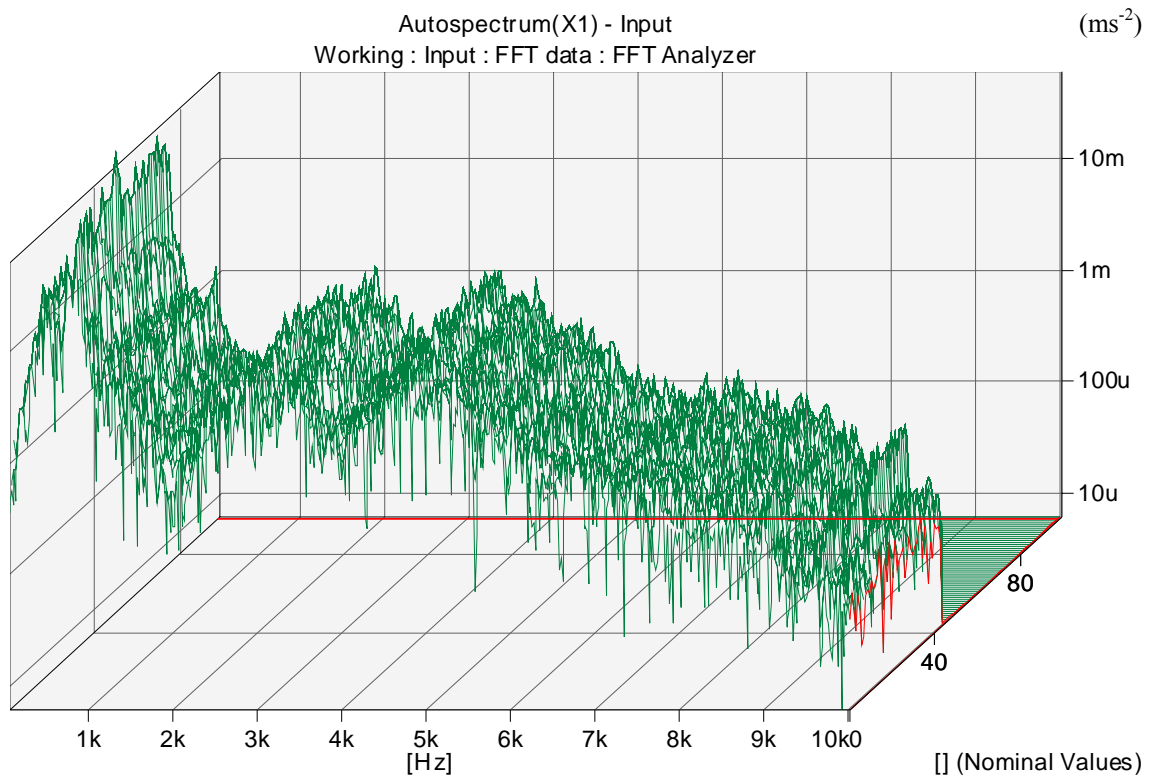
a)



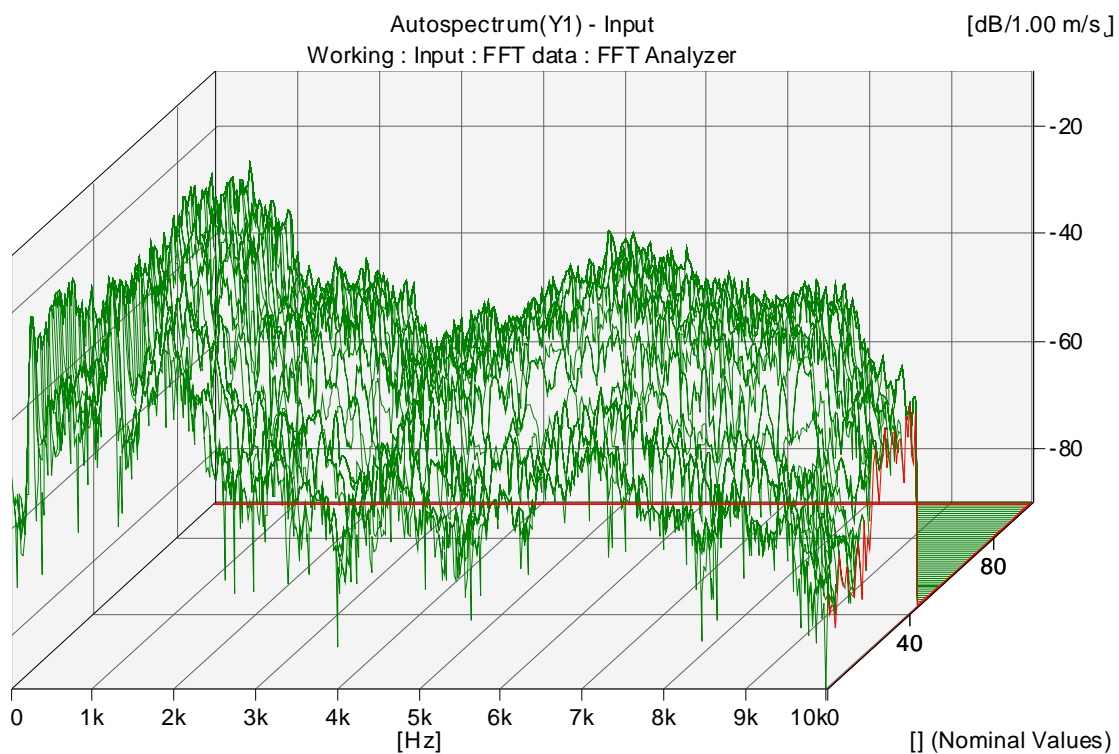
b)

Obr. 8.8 Příklad FFT spektra naměřeného při rychlosti 60 km/h

a) ve směru X, b) ve směru Y



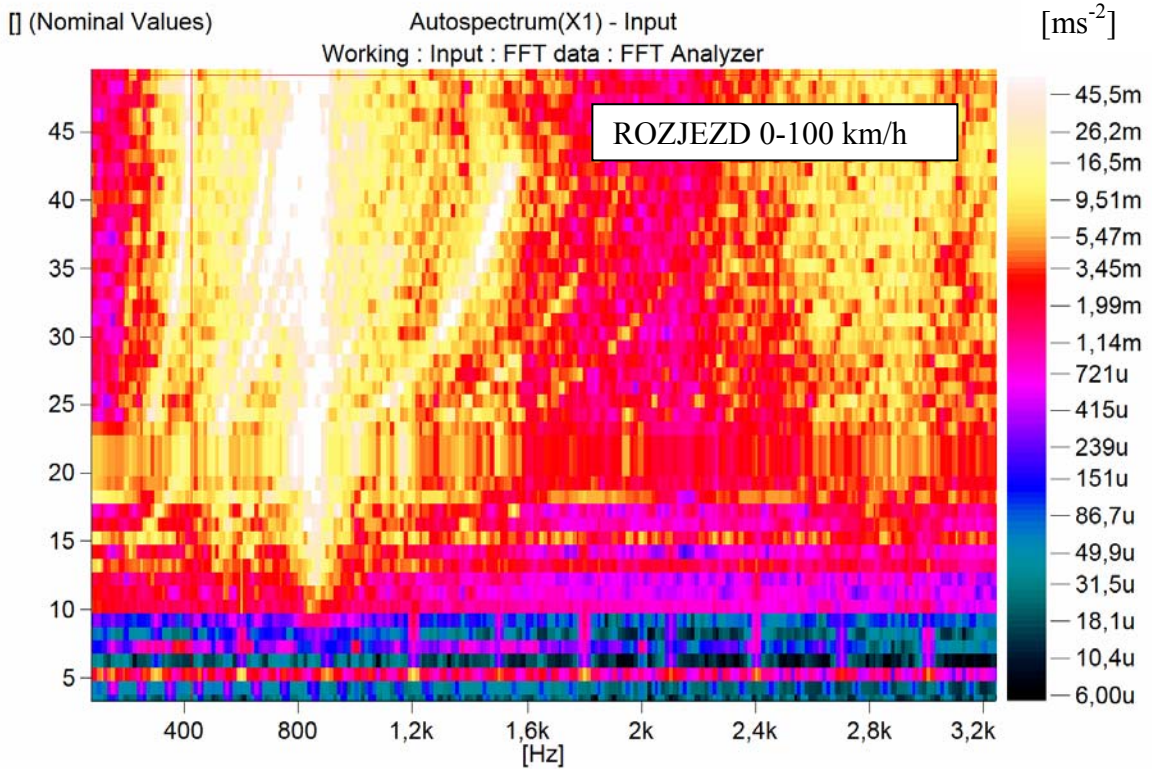
a)



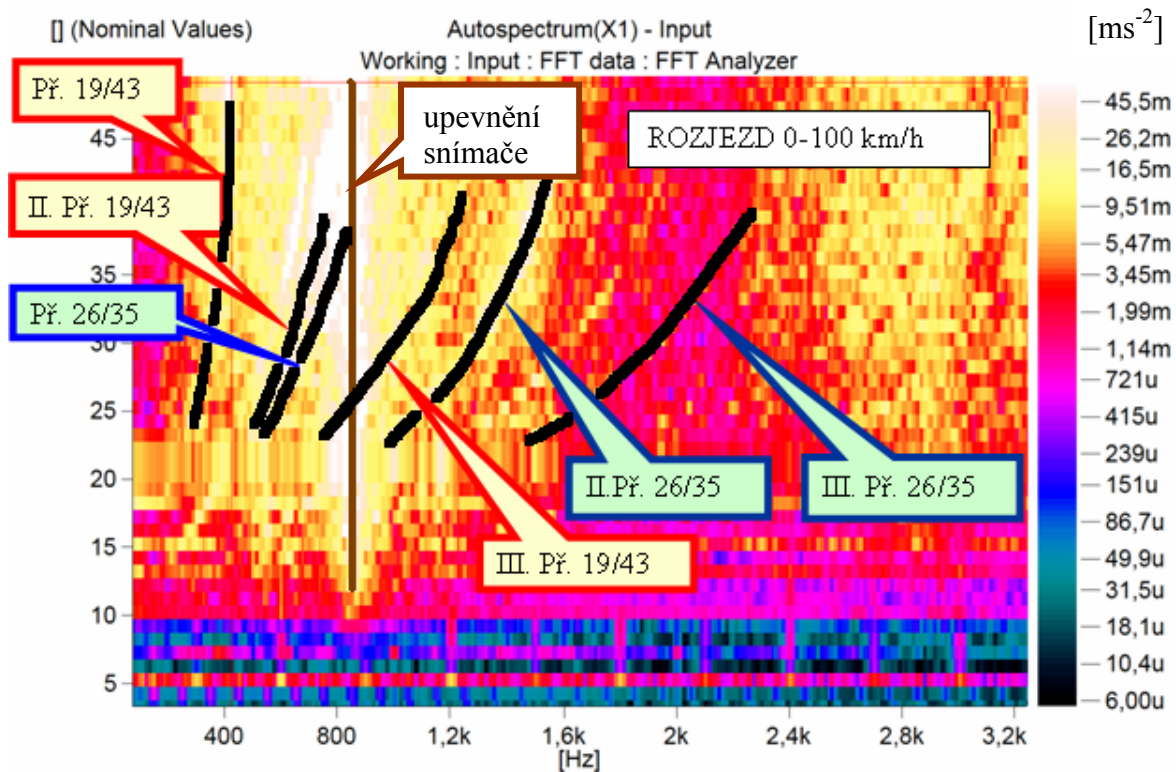
b)

Obr. 8.9 Příklad kaskádového diagramu FFT spekter naměřených při rychlosti 60 km/h

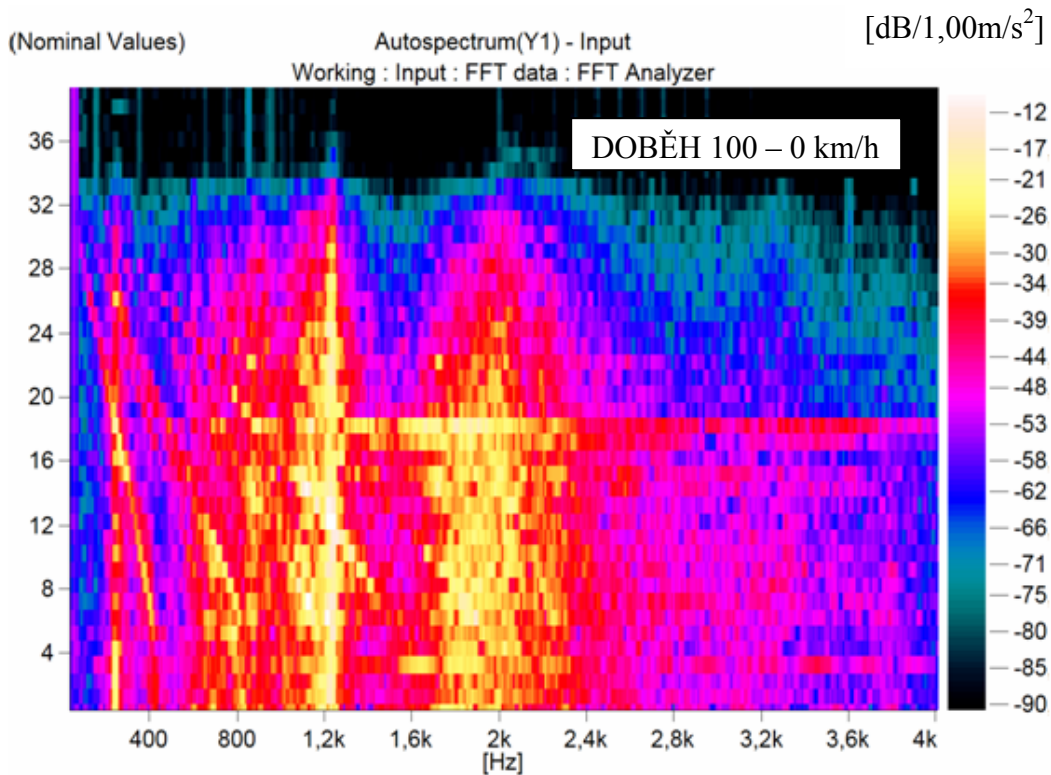
a) ve směru X b) ve směru Y



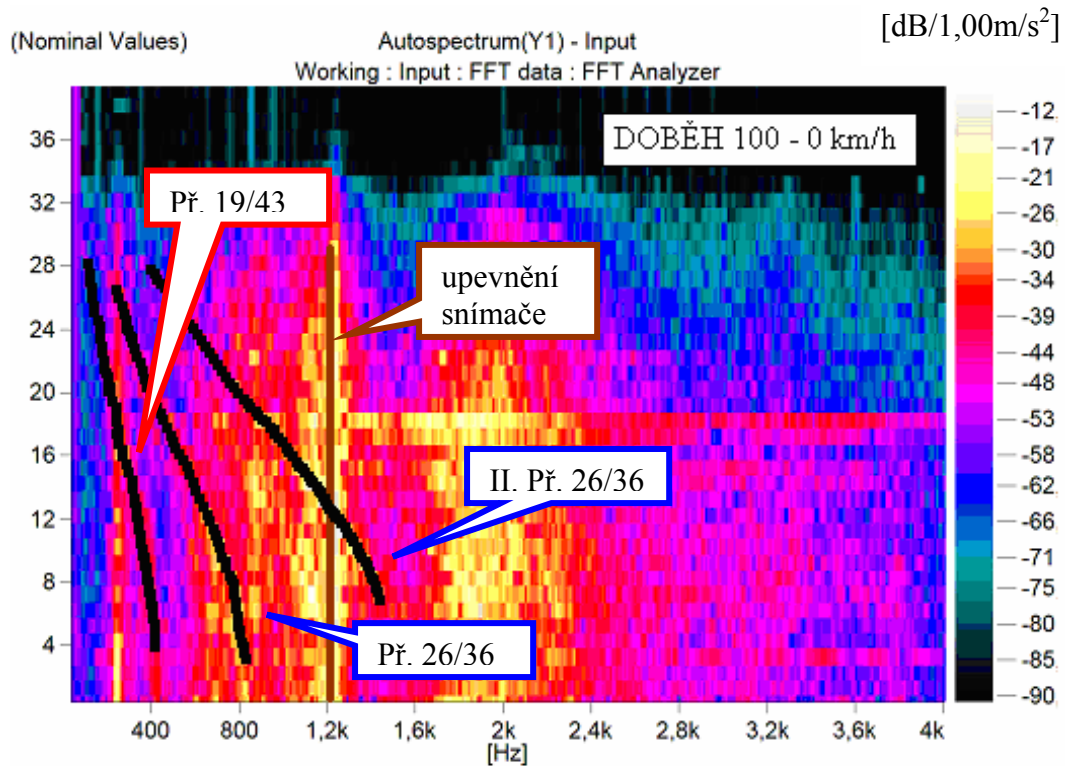
Obr. 8.10 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, měření při rozjezdu jednotky z 0 na 100 km/h



Obr. 8.11 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, se zvýrazněnými převodovými frekvencemi, měření při rozjezdu jednotky z 0 na 100 km/h



Obr. 8.12 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, měření při dojezdu jednotky ze 100 na 0 km/h



Obr. 8.13 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, se zvýrazněnými převodovými frekvencemi, měření při dojezdu jednotky ze 100 na 0 km/h

Pro lepší představu o výskytu základních budících frekvencí byl u rozběhových a doběhových měření jejich kaskádový diagram zobrazen v pohledu shora. Jednotlivá spektra jsou zde seřazena za sebou na svislou osu (čísla na ose značí jejich pořadí). Barva spektra v daném místě určuje jeho amplitudu. (Stupnice je na pravé straně diagramu.) Na tomto zobrazení jsou dobře viditelné základní budící frekvence a jejich harmonické složky obou ozubených převodů nápravové převodovky. Jsou zde zobrazeny jako světlé čáry (mají velkou amplitudu ve svém frekvenčním spektru) a jejich frekvence na vodorovné ose v závislosti na rychlosti jízdy jednotky vrůstá (při rozjezdu – obr. 8.10 a 8.11) nebo klesá (při dojezdu – obr. 8.12 a 8.13).

8.7 Vyhodnocení diagnostického měření NP 20

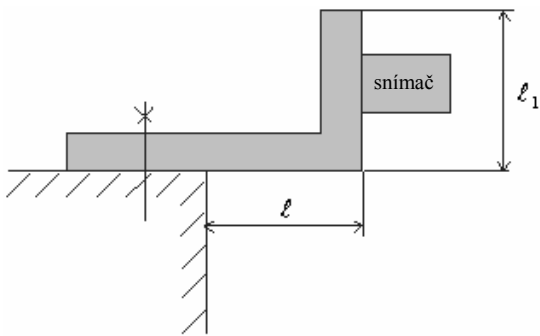
Před vlastním určováním budících frekvencí z naměřených spekter bylo nutné tyto budící frekvence spočítat. Dalším možným zdrojem vibrací se po měření ukázalo být uchycení snímačů, byla proto vypočtena možná vlastní frekvence kmitání upevňovacích úhelníků.

8.7.1 Vlastní frekvence uchycení snímačů

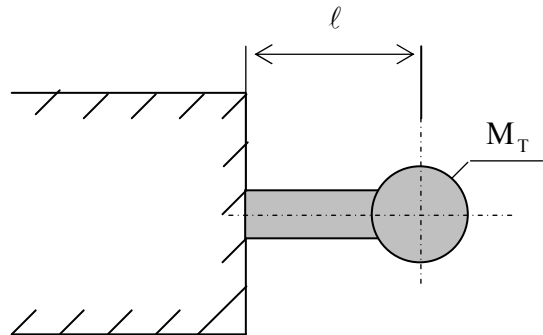
Pro upevnění snímačů byly navrženy kostky které měly umožnit stabilní uchycení snímače k převodovce. Z provozních důvodů však toto nebylo realizováno a snímače byly upevněny na úhelníky (viz obr. 8.7), které do měřeného signálu vnášely své vlastní frekvence. Proto bylo nutné tyto vlastní frekvence určit a počítat s nimi při diagnostice frekvenčních spekter.

Pro výpočet základní úhlové frekvence byl úhelník se snímačem považován za vetknutý nosník s tuhou hmotou na konci. Výpočet byl proveden dle [5].

Pro zjednodušený výpočet byla hmota ohnutého konce nosníku (l_I) a hmota snímače považována za „bodovou tuhou hmotu“ M_T se zanedbatelným momentem setrvačnosti k ose jdoucím jejím těžištěm kolmo k rovině pohybu (obr. 8.14).



a)



b)

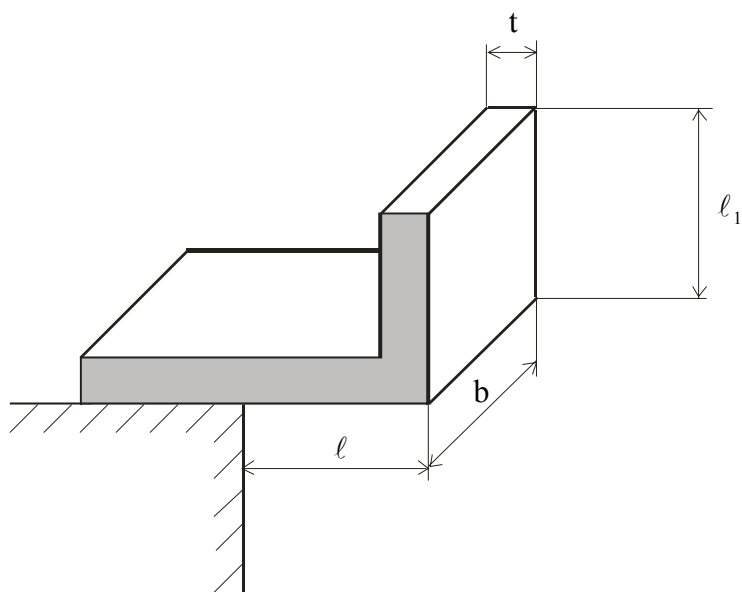
Obr. 8.14 Nahrazení upevňovacího úhelníku nosníkem s osamělou tuhou hmotou
a) původní upevnění, b) teoretické nahrazení nosníkem pro výpočet

Pro takto nahrazený nosník je možné dle [5] určit přibližnou hodnotu základní úhlové frekvence a z ní vlastní frekvenci upevnění která se může v naměřených spektrech projevit.

Přibližný výpočet pro základní úhlovou frekvenci:

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{3EJ}{l^3 (M_T + 0,24m)}} \quad , \quad (22)$$

kde M_T je hmotnost nahrazené bodové hmoty a m je hmotnost vlastního nosníku o délce l (obr. 8.15).



Obr. 8.15 Rozměry upevňovacího úhelníku

$$M_T = m_s + l_1 b t \rho \quad , \quad (23)$$

$$m = l b t \rho \quad , \quad (24)$$

kde m_s je hmotnost snímače (130g), l_1 , l , b , t jsou rozměry zahnuté části úhelníku, ρ je měrná hmotnost železa.

Pro poměr $M_T/m > 1$ je chyba výsledku menší než 1%, pro diagnostiku zcela postačující.

Výsledná vlastní frekvence bude:

$$f = \frac{\Omega_1}{2\pi} \quad (25)$$

V následující tabulce (8.10) jsou uvedeny výpočtové hodnoty pro oba úhelníky (směr X a Y) a výsledné vypočtené vlastní frekvence.

Tabulka 8.10 Výpočet vlastní frekvence úhelníků

veličina	směr X	směr Y
t [m]	0,008	0,008
l [m]	0,055	0,045
b [m]	0,063	0,063
ρ [kgm ⁻³]	7800	7800
l ₁ [m]	0,035	0,035
E [Nm ⁻²]	2,10E+11	2,10E+11
m [kg]	0,216	0,177
M _T [kg]	0,288	0,288
J [m ⁴]	2,688E-09	2,688E-09
Ω_1 [rads ⁻¹]	5475,595	7503,726
f [Hz]	871	1194

V naměřených frekvenčních spektrech je tedy nutné hledat možné budící frekvence cca 850 a 1200 Hz a jejich harmonické frekvence.

8.7.2 Vyhodnocení spekter

Frekvence významných amplitud nalezených v naměřených spektrech byly porovnány s vypočtenými budícími frekvencemi známých zdrojů vibrací, v případě nápravové převodovky NP 20 rotorů, ozubených převodů a ložisek. Ve spektrech naměřených při rozjezdu a dojezdu elektrické jednotky byla nalezena i frekvence upevňovacích úhelníků. Byly porovnávány výsledky v obou měřených směrech (ve směru jízdy a kolmo na směr jízdy) a při různých rychlostech.

9 Závěry vyhodnocení spekter a doporučení úpravy programu údržby

Všechna naměřená spektra vibrací byla porovnána s vypočtenými budícími frekvencemi a na základě výsledku byla doporučena úprava dříve navrženého programu údržby nápravové převodovky NP 20.

9.1 Doporučení pro diagnostická měření

Ukázalo se, že nejsou výrazné rozdíly mezi měřeními při jednotlivých rychlostech. Spektra naměřená ve stejném směru při různých rychlostech mají podobný průběh, se vzrůstající rychlostí roste i velikost amplitud výrazných frekvencí. Například u frekvence cca 860 Hz byla výrazná amplituda v rozsahu 18 mms^{-2} (při rychlosti 40 kmh^{-1}) do 490 mms^{-2} (při rychlosti 100 kmh^{-1}). Doporučuji proto příští diagnostická měření provádět pouze při jedné rychlosti a to při 60 km/h. Za této rychlosti jsou amplitudy zrychlení dostatečně velké. Při nižší rychlosti hrozí nebezpečí vzniku rezonance při nedostatečně pevném uchycení snímačů. Pro vyšší rychlost je potřeba delší rovný úsek trati pro měření a výsledek je srovnatelný s rychlostí 60 kmh^{-1} . Při ověřovacím měření byly výsledky pro obě měřené převodovky podobné (amplitudy zrychlení byly při stejné rychlosti pro podobné frekvence porovnatelné). V jednotlivých spektrech byly nalezeny vrcholy odpovídající frekvencím obou ozubených převodů. Předpokládám, že aktuální stav ozubených převodů bude možné touto metodou diagnostikovat. Frekvence odpovídající základním budícím frekvencím ložisek nebo frekvencím jejich poškození, nalezeny nebyly. Vibrace způsobené ložisky nemají tak velkou energii, aby se ložiska výrazněji projevila v naměřených frekvenčních spektrech. Pro sledování ložisek není tedy tato metoda vhodná. Je proto nutné upravit dříve navržený program údržby.

9.2 Návrh úpravy programu údržby nápravové převodovky NP 20

Na základě realizovaného ověřovacího měření navrhuji upravit původní návrh programu údržby. V plánu údržby vytvořeném pomocí metody RCM je nutné zrušit navrženou vibrodiagnostiku ložisek u prvků 2, 4 a 8 a uvažovat o jiném způsobu diagnostiky těchto ložisek. Tato změna je provedena v tabulce 9.1.

Tabulka 9.1 Návrh úpravy programu údržby nápravové převodovky NP 20
(zrušené úkoly údržby jsou červeně zvýrazněné)

Číslo prvku	Název prvku	Popis úkolů údržby	Interval (km proběh - čas)
1	vstupní příruba (spojka)	vizuálně - kontrola šroubů	20000 km
		- kontrola příruby (praskliny)	20000 km
2	ložiska vstupního hřídele	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika – analýza vibraací převodo	5000 km
		mauálně - kontrola vůle	při opravě
3	čelní ozubené soukolí	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibraací převodo	5000 km
		vizuálně - kontrola stavu	při opravě
4	ložiska výstupního hřídele	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika – analýza vibraací převodo	5000 km
		mauálně - kontrola vůle	při opravě
5	výstupní příruba (spojka)	vizuálně - kontrola šroubů	20000 km
		- kontrola příruby (praskliny)	20000 km
6	kuželový pastorek	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibraací převodo	5000 km
		vizuálně - kontrola stavu	při opravě
7	kuželové ozubené kolo	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika - analýza vibraací převodo	5000 km
		vizuálně - kontrola stavu	při opravě
8	ložiska nápravy	sluchem - zvýšený hluk	denně
		tribodiagnostika - kvalita oleje	5000 km
		vibrodiagnostika – analýza vibraací převodo	5000 km
		mauálně - kontrola vůle	při opravě
9	horní díl skříně	vizuálně - kontrola stavu skříně	při prav. údržbě
10	spodní díl skříně	vizuálně - kontrola stavu skříně	při prav. údržbě
13	výpustní olejová zátka	vizuální - průsak oleje kolem zátky	při prav. údržbě

10 Metodika diagnostického sledování technického stavu nápravové převodovky NP 20 el. jednotky řady 560

Na základě poznatků uvedených v předchozích kapitolách byla pro sledování technického stavu vypracována metodika, která zahrnuje jednotlivé kroky potřebné pro vytvoření nového nebo pro úpravu stávajícího údržbového plánu nápravové převodovky NP 20. Tento metodický postup je možné použít i pro řešení jiných diagnostických úloh podobného typu.

Krok č.1:

Určení cíle diagnostického sledování a jeho rozsahu.

Cílem diagnostického sledování je zvýšení bezpečnosti provozu, prodloužení životnosti objektu, zvýšení spolehlivosti, snížení nákladů na údržbu a opravy, snížení hlukové zátěže apod. Součástí cíle je určení předpokládaného rozsahu a možností diagnostického sledování: počet sledovaných objektů, časové a materiální možnosti.

V případě nápravové převodovky NP 20 bylo prioritou zvýšení bezpečnosti provozu a snížení počtu nepředvídaných poruch. Metoda diagnostického sledování byla testována na dvou nápravových převodovkách.

Krok č.2:

Výběr prvků objektu vhodných pro diagnostické sledování.

Pomocí metody RCM se vyberou prvky objektu, které jsou pro určené cíle diagnostického sledování funkčně důležité. Pokud existují dřívější záznamy provedených analýz FMEA, lze je pro určení funkčně významných prvků využít, popř. se analýza FMEA před určením prvků vytvoří nová. Pro určení prvků důležitých pro diagnostické sledování se může využít také Paretova analýza prvků, která analyzuje jejich podíl na sledovaném parametru, např. počtu poruch, nákladech na opravy apod.

Pro nápravovou převodovku NP 20 byla pro diagnostické sledování vybrána všechna ložiska a oba ozubené převody.

Krok č.3:

Výběr diagnostických metod a vhodných diagnostických veličin.

Prvkům vybraným pro diagnostické sledování se přiřadí veličiny, které se touto metodou budou sledovat, a vhodná diagnostická metoda (měření hluku, vibrací, teploty, elektrických veličin

apod.). Výběr bude ovlivněn předpokládaným rozsahem diagnostického měření a dostupností diagnostického měřicího zařízení.

Pro ložiska a ozubené převody nápravové převodovky NP 20 byla v tomto kroku navržena diagnostika jejich vibrací a jako měřená diagnostická veličina velikost zrychlební kmitání.

Krok č.4:

Návrh realizace a četnosti diagnostických měření.

Pro vybrané prvky a jejich měřené diagnostické veličiny se specifikují všechny potřebné podmínky (měřicí zařízení, snímače, měřicí místa, upevnění snímačů, postup měření, způsob vyhodnocení). Intervaly měření se navrhnou dle předpokládaného průběhu změn diagnostické veličiny. Ideální interval postihne včas případné změny diagnostikované veličiny, aniž se měření provádí zbytečně často. Je důležité interval přizpůsobit ostatním údržbovým zásahům.

Měření vibrací nápravové převodovky NP 20 se realizovalo analyzátozem PULSE firmy Brüel & Kjær, snímačem B&K Vibro AS-062. Byla navržena měřicí místa, způsob upevnění snímačů a způsob vyhodnocení naměřených spekter. Četnost měření byla navržena stejná jako u dosavadní již realizované tribodiagnostické diagnostiky.

Krok č.5:

Návrh nového nebo úprava stávajícího programu údržby.

Do programu údržby se u prvků vybraných metodou RCM zahrne návrh způsobu diagnostického sledování a navrhovaný interval diagnostických měření.

Pro nápravovou převodovku NP 20 byl doplněn stávající plán údržby o vibrodiagnostická měření sledující stav ložisek a ozubených převodů.

Krok č.6:

Experimentální ověření diagnostické metody.

Provede se experimentální diagnostické měření na reálném objektu v reálných provozních podmínkách. Jeho účelem je potvrdit vhodnost použití navržené diagnostické metody. Je nutné dodržet navržený postup měření, aby byla zaručena jeho opakovatelnost.

Měření bylo experimentálně provedeno na dvou nápravových převodovkách NP 20 při jízdě el. jednotky na trati koridoru Brno – Vranovice.

Krok č.7:

Vyhodnocení experimentálně naměřených hodnot.

Výsledky experimentálního měření se vyhodnotí dle předem stanoveného postupu. Výsledkem vyhodnocení dat bude potvrzení vhodnosti zkoumané diagnostické metody, případně její částečné omezení nebo její nevhodnost pro dané použití.

U nápravové převodovky NP 20 experimentální měření potvrdilo vhodnost použití vibrodiagnostického sledování u ozubených převodů. Sledování ložisek tímto způsobem není možné.

Krok č.8:

Potvrzení nebo úprava navrhovaného programu údržby .

Experimentální měření a jeho vyhodnocení je podkladem pro definitivní vypracování programu údržby. V kroku č. 5 byly do programu údržby navrženy diagnostické metody pro sledování vybraných prvků. Tyto metody se experimentálním měřením buď potvrdí a již navržený program údržby se ponechá beze změny, nebo dojde k jeho úpravě. Experimentální měření může ukázat u některého prvku na nevhodnost použití diagnostické metody nebo její omezení a program údržby je nutné v tomto smyslu upravit. Potom je třeba rozhodnout, zda se u takového prvku bude hledat jiná možnost diagnostického sledování, nebo bude nutné přistoupit ke změně konstrukce daného objektu.

V navrženém programu údržby pro nápravovou převodovku NP 20 byla zrušena vibrodiagnostická kontrola ložisek. Pro kontrolu ložisek by bylo možné zvolit jinou vibrodiagnostickou metodu, např. obálkovou metodu diagnostiky ložisek a dalším měřením ji ověřit.

Závěr:

Výsledkem uvedeného metodického postupu je tedy program údržby, který zahrnuje vhodné diagnostické postupy pro sledování vybraných funkčně významných prvků.

Údržbový plán je možné dále upravovat na základě výsledků následujících provozních měření, zejména je důležité praxí ověřit interval diagnostických měření.

11 Přínosy disertační práce

Zpracovaná disertační práce přispívá k dalšímu využití diagnostiky pro formulaci metodiky a údržby železničních kolejových vozidel. Na příkladu nápravové převodovky kolejového vozidla (elektrické motorové jednotky) byla prezentována možná aplikace metod pro tvorbu údržbových systémů.

Práce obsahuje základní vztahy nákladů na údržbu kolejových vozidel v rámci životního cyklu. Dále uvádí používané údržbové systémy, včetně přehledné charakteristiky metody RCM a zhodnocení možností využití vibrodiagnostiky. Všechny tyto aspekty byly souhrně aplikovány a experimentálně ověřeny na nápravové převodovce NP 20 elektrické motorové jednotky řady 560.

Pro použití metody RCM byly vytvořeny nové formuláře (uvedené na straně 39 a 40 a použité v přílohách 3 a 4), které umožní snadnou klasifikaci funkčně významných prvků a výběr vhodných prostředků údržby.

Celý postup pro návrh diagnostického sledování nápravové převodovky NP 20 s použitím metody RCM byl zpracován formou metodiky použitelné všeobecně i pro další podobné diagnostické problémy.

Žádná diagnostická metoda nemůže s naprostou jistotou vyloučit náhlou, náhodnou a tedy nepředvídatelnou poruchu. Navržený diagnostický postup přispívá k omezení vzniku poruch, které vznikají postupně a tím přispívá ke zvýšení bezporuchovosti a spolehlivosti kolejového vozidla.

Výsledky disertační práce budou využity v další vědeckovýzkumné činnosti zaměřené na inovaci racionalizaci údržbových plánů kolejových vozidel a ve výuce v laboratořích a seminárních cvičeních, zejména v oboru Provozní spolehlivost dopravních prostředků a infrastruktury, a to například v předmětech Provozní spolehlivost a diagnostické systémy, Technická diagnostika, Diagnostická analýza nebo v předmětu Teorie obnovy.

12 Seznam literatury

- [1] BENEŠ, Š. : Teorie stavby strojů. Stripta VŠST v Liberci, Liberec 1986
- [2] BENEŠ, Š. – TOMEH, E. : Metody diagnostiky valivých ložisek. Skripta VŠST Liberec, Liberec 1991
- [3] BENEŠ, Š., ŠEREMETA, L., VÁLA, K.: Bezdemontážní diagnostika, VŠST Liberec, 1986
- [4] BLAŠKOVIČ, P., BALLA, J., DZIMKO, M.: Tribolória, Alfa, Bratislava, 1990
- [5] BREPTA, R. – PŮST, L. – TUREK, F. : Mechanické kmitání – Technický průvodce 71. Sobotáles, Praha 1994
- [6] BROCH, J., T.: Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel & Kjær, 1984
- [7] BRÜEL & KJÆR: Manuál obsluhy analyzátoru PULSE, 2004
- [8] BRÜEL & KJÆR: Firemní literatura – Měření chvění, Praha, 1984
- [9] BRÜEL & KJÆR: Firemní literatura – Vibrační zkoušení, Praha 1988
- [10] BRÜEL & KJÆR: Firemní literatura – Sledování prov. stavu strojních zařízení, Praha, 1991
- [11] BRÜEL & KJÆR: Sensors for Vibration Measurement and Machine Monitoring, 2004
- [12] ČSN ISO 2041, Vibrace a rázy - Slovník
- [13] ČSN ISO 10814, Vibrace - Náchylnost a citlivost strojů na nevyváženost.
- [14] ČSN ISO 10817-1, Zařízení pro měření vibrací rotujících hřídelů - Část 1. Relativní a absolutní snímání radiálních vibrací.
- [15] ČSN ISO 13372, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Slovník
- [16] ČSN ISO 13373-1, Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 1: Obecné postupy
- [17] ČSN ISO 13379, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Obecné směrnice pro techniky na interpretaci a diagnostiku dat
- [18] DANĚK, A., KŮDELA, T., RYBÁŘ, J., SOBEK, L.: Opravárenství kolejových vozidel, VŠB, Ostrava, 2004
- [19] FAMFULÍK, J.: Údržba hnacích vozidel zaměřená na bezporuchovost, Disertační práce VŠB, Ostrava, 2002
- [20] GASCH, R. - PFÜTZNER, H. : Dynamika rotorů. SNTL, Praha 1980
- [21] HARRIS, C. M. Shock and Vibration Handbook. McGraw Hill, 1988
- [22] HELEBRANT, F., ZIEGLER, J.: Technická diagnostika a spolehlivost II - Vibrodiagnostika. Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2004
- [23] HUDEČEK, M., ŠTAJER, V.: Provoz kolejových vozidel, ZU Plzeň, 2000
- [24] JANOUSEK, I., KOZÁK, J., TARABA, O.: Technická diagnostika, SNTL, 1988

- [25] JULIŠ, K. – BREPTA, R. : Technický průvodce Mechanika II. SNTL, Praha 1987
- [26] JULIŠ, K., BORŮVKA, V., FRYML, B. Základy dynamického vyvažování. SNTL 1979
- [27] LÁNSKÝ, M., MAZÁNEK, J.: Diagnostika a informační diagnostické systémy I, Univerzita Pardubice, 1998
- [28] LATA, M.: Konstrukce kolejových vozidel II, Univerzita Pardubice, 2004
- [29] MAIN, I., G.: Kmity a vlny ve fyzice, Academia Praha, 1990
- [30] MITCHELL, J. S. An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring. PennWell, 1993
- [31] MOUBRAY, J.: RCM – Reliability – centred Maintenance, Great Britain, 1997
- [32] NAVRÁTIL, M., PLUHAŘ, O.: Měření a analýza mechanického kmitání - Metody a přístroje. , SNTL, 1986
- [33] NĚMEC, J. – RANSDORF, J. – ŠNĚDRLE, M. : Hluk a jeho snižování v technické praxi. SNTL, Praha 1970
- [34] NOVÝ, R. : Hluk a chvění. Skripta ČVUT Praha. Vydavatelství ČVUT, Praha 2000
- [35] POHL, R.: Úvod do dopravní a manipulační techniky, ČVUT Praha, 1997
- [36] Předpis pro organizaci údržby elektrických a motorových hnacích vozidel, osobních, vložených, přípojných a řídicích vozů, České Dráhy, 2000
- [37] RANDAL, R. : Frequency analysys. Brüel & Kjaer, Dánsko 1987.
- [38] SCHENCK: Firemní literatura - Preventivní údržba strojů, Brno 1989
- [39] SKF: Hlavní katalog ložisek, 1981
- [40] SKF: Diagnostika III. - Turbíny. SKF Československo, a.s. 1993
- [41] SKF: Evolution – obchodní a technologický magazín SKF
- [42] SKF: Příručka SKF pro údržbu ložisek. SKF 1991
- [43] SMETANA, C. : Měření hluku a chvění. SNTL, Praha 1974
- [44] SMETANA, C. a kol.: Hluk a vibrace - Měření a hodnocení, Praha, 1998
- [45] STODOLA, J.: Diagnostika motorových vozidel, VUT Brno, 2002
- [46] STODOLA, J.: Provozní spolehlivost a diagnostika, VA Brno, 2002
- [47] SURÝ, J. : Metody a prostředky bezdemontážní diagnostiky. Naše vojsko, 1981
- [48] ŠEDIVÝ, J., SELLNER, K., HRUŠOVSKÝ, J.: El. motorový vlak SM 488.0, Praha, 1972
- [49] ŠIROKÝ, J.: Mechanika v dopravě I, VŠB, Ostrava, 2004
- [50] TŮMA, J.: Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT, Praha, 1997
- [51] ZAVERI, K. : Modal Analysis of Large Structures – Multiple Exciter Systems. Brüel & Kjaer, Dánsko 1985.
- [52] ZEMAN, V.: Maticová metoda řešení torzních kmitů soustav s ozubenými převody, časopis Strojnictví, č. 22 (1972), str.643-653
- [53] ŽIARAN, S. : Znižovanie hluku a kmitania. Skripta STU v Bratislave, Bratislava 1997

13 Přehled vlastních publikovaných prací autora

KUKLA, P.: Dynamická analýza pohonu obráběcího stroje na základě matematického modelování a měření mechanického kmitání, Diplomová práce, Liberec 1989

KALOČ, R., LÁNSKÝ, M., KUKLA, P., BALLIVIÁN, J.: Význam specializovaných experimentů v rámci vědeckých systémů SŘS, Sborník příspěvků konference Opatřebení, spolehlivost, diagnostika, Brno 2004

KUKLA P., LÁNSKÝ M.: Diagnostické sledování technického stavu nápravové převodovky a motorového vozu, Sborník příspěvků konference Nové výzvy pro dopravu a spoje, Pardubice 2006, str. 1075-1080

KUKLA, P.: Sledování technického stavu převodovek elektrických jednotek řady 560. Sborník příspěvků semináře Setkání uživatelů Pulse (7. ročník), ISBN 978-80-254-4570-9, Praha 2009

14 Seznam tabulek

	strana
<i>Tabulka 5.1 RCM - postup realizace metody</i>	21
<i>Tabulka 8.1 RCM – analyzované prvky nápravové převodovky NP 20</i>	38
<i>Tabulka 8.2 RCM - formulář pro určení FSI</i>	39
<i>Tabulka 8.3 RCM – klasifikace prvků NP 20</i>	40
<i>Tabulka 8.4 RCM - formulář pro volbu prostředků údržby</i>	40
<i>Tabulka 8.5 RCM - návrh programu údržby nápravové převodovky NP 20</i>	42
<i>Tabulka 8.6 Vypočtené základní rotorové frekvence</i>	43
<i>Tabulka 8.7 Vypočtené základní zubové frekvence</i>	43
<i>Tabulka 8.8 Vypočtené základní ložiskové frekvence pro rychlost 60 km/h</i>	45
<i>Tabulka 8.9 Základní a harmonické frekvence pro všechny budící prvky vypočtené pro rychlost 60 kmh⁻¹</i>	46
<i>Tabulka 8.10 Výpočet vlastní frekvence úhelníků</i>	57
<i>Tabulka 9.1 Návrh úpravy programu údržby nápravové převodovky NP 20 (zrušené úkoly údržby jsou červeně zvýrazněné)</i>	59
<i>Tabulka 18.1 Klasifikace prvku č.1 nápravové převodovky NP 20</i>	78
<i>Tabulka 18.2 Klasifikace prvku č.2 nápravové převodovky NP 20</i>	79
<i>Tabulka 18.3 Klasifikace prvku č.9 nápravové převodovky NP 20</i>	80
<i>Tabulka 18.4 Klasifikace prvku č.15 nápravové převodovky NP 20</i>	81
<i>Tabulka 19.1 Volba prostředků údržby pro prvek č.1 nápravové převodovky NP 20 ..</i>	83
<i>Tabulka 19.2 Volba prostředků údržby pro prvek č.2 nápravové převodovky NP 20 ..</i>	84
<i>Tabulka 19.3 Volba prostředků údržby pro prvek č.3 nápravové převodovky NP 20 ..</i>	85
<i>Tabulka 19.4 Volba prostředků údržby pro prvek č.9 nápravové převodovky NP 20 ..</i>	86

15 Seznam obrázků

	<i>strana</i>
Obr. 5.1 Náklady provozovatele vozidla (upraveno autorem dle [19])	16
Obr. 5.2 Vliv demontáže na vzrůstající opotřebení	20
Obr. 6.1 Harmonický časový signál vibrací	25
Obr. 6.2 Smíšený časový signál vibrací	25
Obr. 6.3 Vznik frekvenčního spektra, dle [8].....	27
Obr. 6.4 Vztah výchylky, rychlosti a zrychlení vibrací, dle [10].....	28
Obr. 6.5 Oblasti kmitočtů ve frekvenčním spektru, dle [10].....	29
Obr. 6.6 Změna radiální tuhosti u valivého ložiska	31
Obr. 7.1 Elektrická jednotka řady 560	33
Obr. 7.2 Skupinový pohon v podvozku [48]	34
Obr. 7.3 Podélný řez nápravovou převodovou skříní NK 20 [48]	35
Obr. 7.4 Převodovka NP 20 a) čelní pohled, b) boční pohled	36
Obr. 7.5 Převodovka NK 20 pohled a) čelní pohled, b) boční pohled	36
Obr. 8.1 Základní rozměry ložiska	44
Obr. 8.2 Zvolená měřicí místa, a) čelní pohled, b) boční pohled	47
Obr. 8.3 Zvolená měřicí místa – pohled z montážní jámy a) čelní pohled, b) boční pohled	47
Obr. 8.4 Snímač B&K Vibro, AS-062	48
Obr. 8.5 Analyzátor PULSE	48
Obr. 8.6 Trať Brno - Vranovice a) nadmořské výšky zastávek, b) pohled na trať	49
Obr. 8.7 Upevnění snímačů při měření a) ve směru jízdy, b)kolmo na směr jízdy	49
Obr. 8.8 Příklad FFT spektra naměřeného při rychlosti 60 km/h a) ve směru X, b) ve směru Y	50
Obr. 8.9 Příklad kaskádového diagramu FFT spekter naměřených při rychlosti 60 km/h a) ve směru X, b) ve směru Y	51
Obr. 8.10 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, měření při rozjezdu jednotky z 0 na 100 km/h	52
Obr. 8.11 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, se zvýrazněnými převodovými frekvencemi, měření při rozjezdu jednotky z 0 na 100 km/h	52
Obr. 8.12 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, měření při dojezdu jednotky ze 100 na 0 km/h	53
Obr. 8.13 Příklad zobrazení kaskádového diagramu FFT při pohledu shora, se zvýrazněnými převodovými frekvencemi, měření při dojezdu jednotky ze 100 na 0 km/h	53

Obr. 8.14 Nahrazení upevňovacího úhelníku nosníkem s osamělou tuhou hmotou	
a) původní upevnění, b) teoretické nahrazení nosníkem pro výpočet	55
Obr. 8.15 Rozměry upevňovacího úhelníku	56
Obr. 20.1 Jednotky velikosti amplitudy měřeného zrychlení kmitání	105
Obr.20.2 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 40 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	106
Obr.20.3 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 60 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	107
Obr.20.4 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 80 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	108
Obr.20.5 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 100 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	109
Obr.21.1 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 40 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	111
Obr.21.2 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 60 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	112
Obr.21.3 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 80 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	113
Obr.21.4 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 100 kmh^{-1}	
a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)	114

16 Příloha 1: Popis snímače vibrací AS-062 (dle [11])

Acceleration Sensor with constant current power

AS - 062

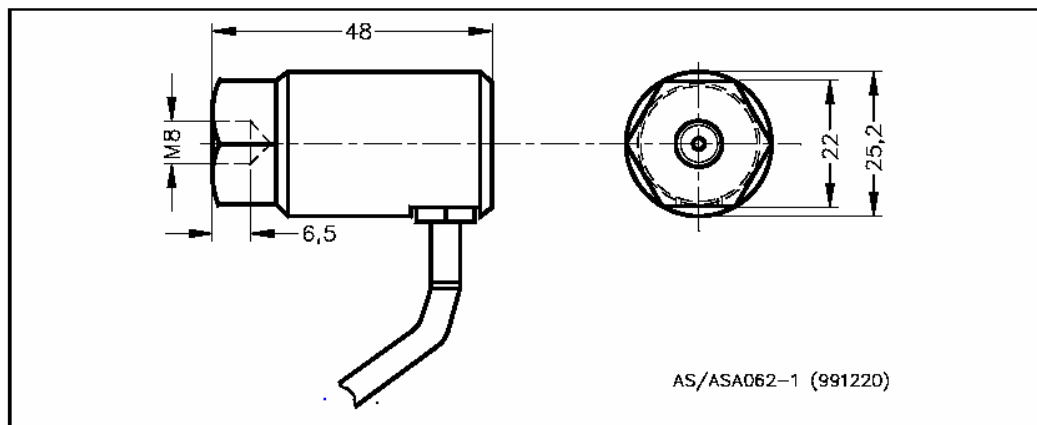


Fig. 1 Dimensions

1 Application

The AS-062 is mainly used for measurement of vibration acceleration at rotating machines such as turbines, pumps, compressors, etc.

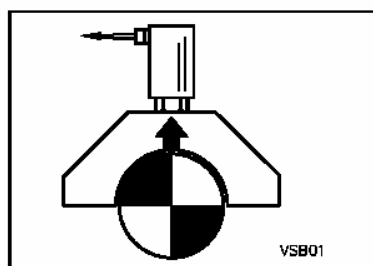
2 Measurement principle

The acceleration sensor operates according to the piezo-electric compression principle. A piezo-ceramic disc and an internal sensor mass form a spring-mass system in the sensor.

If this system is subjected to vibrations the mass produces an alternating force on the ceramic disc. As a result of the piezo effect this produces an electrical charge that is proportional to vibration acceleration.

An integrated amplifier converts this charge signal into a usable voltage signal.

2.1 Polarity



A movement of the bearing housing in the direction shown below produces a positive signal.

3 Technical Data

Transmission factor (referred to the measured value at 80 Hz and 25 °C)	100 mV/g	± 5 %
	10,2 mV/m/s ²	± 5 %

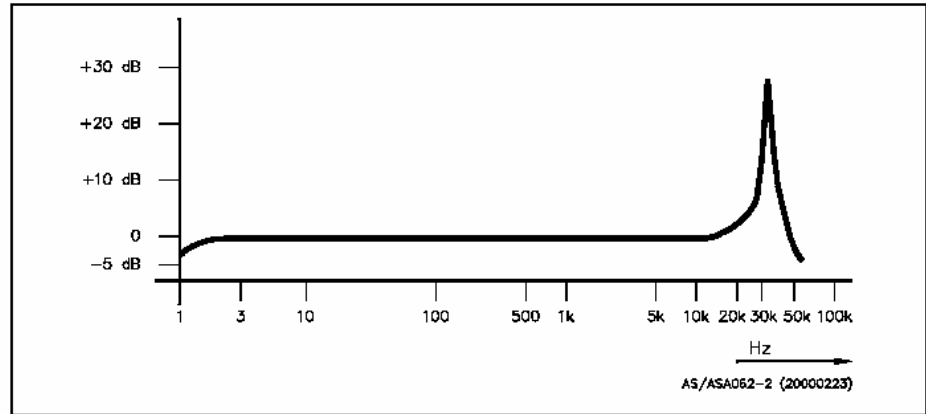


Fig. 2 Typical frequency response curve of the transmission factor

Overload capacity	continuous 500 g shock 5000 g (any direction)
Operating temperature range	-50 °C ... + 125 °C
Storage temperature range	-50 °C ... + 125 °C
Measuring range	± 80 g (U _{max} = + 24 V ... + 30 V) ± 40 g (U _{max} = + 20 V) ± 20 g (U _{max} = + 18 V)
Transverse sensitivity (80 Hz)	≤ 8 ... 10 %
Operating frequency range	4 Hz ... 10 kHz ± 5 % 1,5 Hz ... 13 kHz (± 3 dB)
Resonance frequency	> 20 kHz
Constant-current supply I _B	4 mA (2 mA ... max. 10 mA) polarised
Power U _{max}	+ 24 V (+ 18 V...+ 30 V) DC polarised
Dynamic internal resistance of output	≤ 300 Ω (Operating frequency range) approx. 2 kΩ (Resonance frequency) (Level control 1 V _{eff} I _B = 4 mA)
Passive potential (-50 °C ... + 100 °C)	+ 12,5 V ± 1,5 V
Sensitivity response to temperature	≤ 5 % of meas. value (ref. at 25 °C)
Distortion sensitivity	< 0,002 g/(μm/m)
Magnetic field sensitivity	< 80 Hz: 0,001 g/mT < 1 kHz: 0,014 g/mT

Insulation resistance (Housing to power 0 V)	≥ 20 MΩ
Interference voltage suppression between housing and 0 V (frequency-dependent)	< 0,5 kHz ≥ 100 dB < 1 kHz ≥ 95 dB 10 kHz ≥ 75 dB
Protection class acc. to DIN 40 050	IP 67
Mass	approx. 130 g (without cable)
Housing material	Stainless steel 1.4301

EMC

Interference resistance	acc. to DIN EN 50082-2 / 96-02
Interference emission	acc. to DIN EN 55011 / 98-12

Connecting cable

Length	5 m
Construction	2-conductor stranded + shield
Outer material insulation	ETFE
Outer insulation colour	black
Outside diameter	3,3 mm (± 0,15 mm)
No. of conductors	2
Conductor cross-section area	0,14 mm ² (7 x 0,16 mm)
Conductor insulation	ETFE

Conductor layout

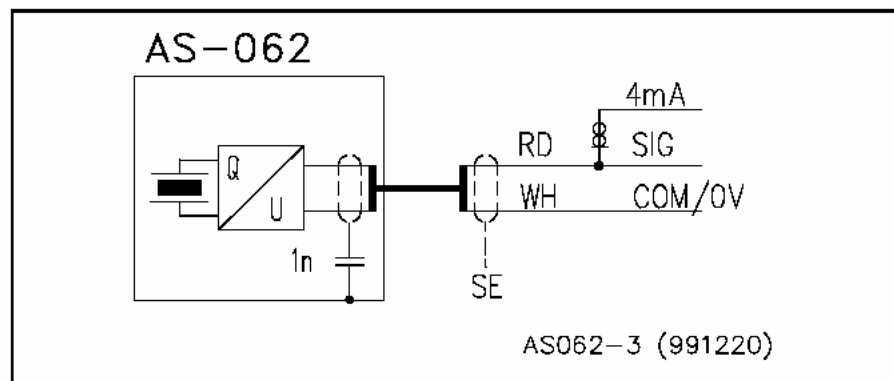


Fig. 3 wiring diagram

4 Mounting

4.1 Coupling

General rule.

The weight of the acceleration sensor should always be lower at least by a factor ten than the weight of the object onto which it is mounted.

The acceleration sensor is an additional parasitic mass which loads the object on which it is mounted and this changes the vibration behaviour if it is too large.

4.2 Mounting the acceleration sensor

The acceleration sensor requires a friction-locked, contact resonance-free, rigid mounting to the object, particularly for measurements at high frequencies.

- ◆ The sensor is to be attached using the supplied threaded stud, either:
- ◆ Threaded stud M8 x 14 or
- ◆ Threaded stud M8 / 1/4" 28 UNF.

The sensor may be mounted in any direction.

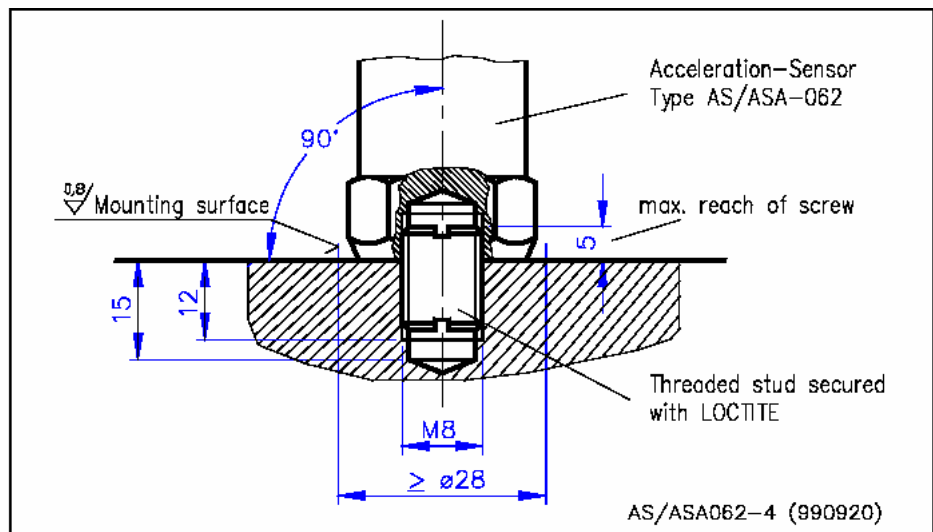
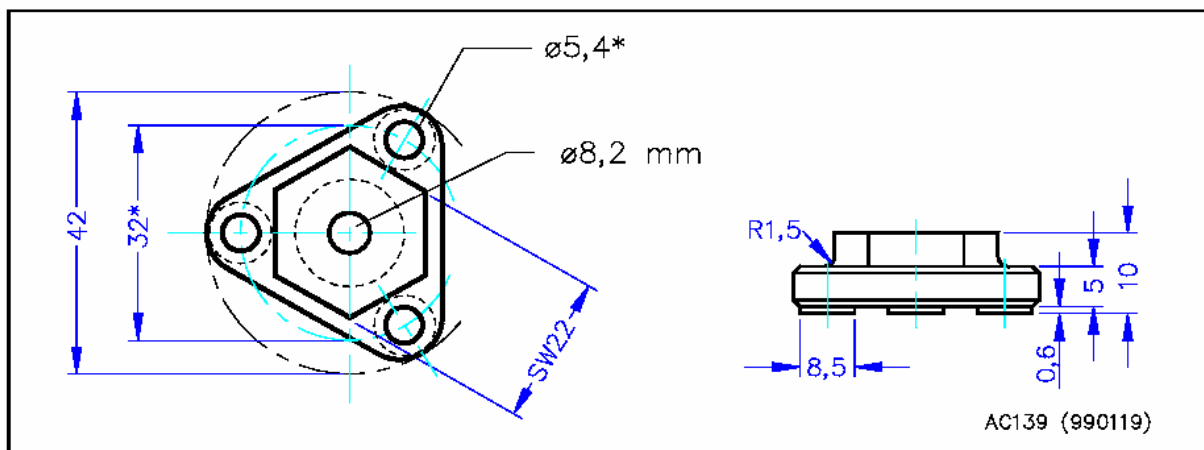


Fig. 4 Mounting

- ◆ The mounting surface in the area of the sensor must be flat and machined
- ◆ Provide a size M8, resp. 1/4" threaded hole 12 mm deep in the surface of the machine
- ◆ Apply a thin film of silicone grease on the mounting surface to prevent contact resonance
- ◆ Screw the M8, resp. 1/4", stud into the mounting surface in accordance with Fig. 4 and secure it with adhesive, e.g. LOCTITE 243 medium strength, or LOCTITE 270 high strength
- ◆ Maintain a max. length of the threaded stud ≤ 5 mm for acceleration sensors
- ◆ Screw the sensor onto the threaded stud, observing the corresponding maximum torque for the threaded stud
- ◆ Recommended maximum torque for the supplied threaded stud is 3,5 Nm

17 Příloha 2: Popis upevňovací příruby AC-139 (dle [11])

AC -139 Flange for acceleration sensor, Type AS-xxx and ASA-xxx



* Dimensions for mounting holes

1 Application

Friction-type mounting of acceleration sensors type AS-02x, AS-030, AS-06x and ASA-xxx.

When using the AC-139 flange, the upper limit of the frequency range of the sensor is $3 \text{ kHz} \pm 1 \text{ dB}$ and $6 \text{ kHz} \pm 3 \text{ dB}$

2 Technical Data

Material

Special steel 1.4301

3 Mounting

3.1 Coupling

Mass proportion

The mass of the acceleration sensor together with the mounting flange should be at least ten times smaller than the technically relevant mass of the object on which they are mounted.

Basis

The acceleration sensor with mounting flange are parasitic masses which load the object being measured and can significantly alter its vibration behaviour.

3.2 Mounting the acceleration sensor

Note

The acceleration sensor requires a friction-type, resonance-free and stiff coupling to the object being measured, especially for measurements in the high frequency range.

- ◆ Apply a thin layer of silicon grease, between sensor and flange to prevent contact resonance.
- ◆ Attach the sensor to the flange using the supplied M8 x 10 screw and tighten (e.g. with LOCTITE 243 medium-bond, LOCTITE 270 heavy-duty bond).
- ◆ Take care of the cable orientation to the flange and the max. torque of 4,5 Nm.
- ◆ Attach the mounted sensor with 3 hexagon M 5 screws and tighten.

18 Příloha 3: RCM – příklady klasifikace prvků nápravové převodovky NP 20

V příloze 3 jsou uvedeny příklady vyplněných formulářů pro klasifikaci prvků určených dekompozicí nápravové převodovky NP 20. Formulář obsahuje tři otázky používané metodou RCM, kladná odpověď na některou z nich určí typ funkčně významného prvku (SSI – MSI - ESI). Pokud žádná odpověď není kladná, je prvek z pohledu RCM analýzy funkčně nevýznamný a analýza se jím dále nezabývá. Okna formuláře, na která není v případě daného prvku kladná odpověď, se proškrtávají, okna s kladnou odpovědí jsou pro větší přehlednost zvýrazněna žlutě.

Tabulka 18.1 Klasifikace prvku č.1 nápravové převodovky NP 20

Klasifikace prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	1
Název prvku:	vstupní příruba (spojka)
Popis funkce prvku:	převádí kroutící moment od kloubového hřídele z elektromotoru

RCM analýza prvku:

Předvídatelná porucha funkce prvku	kategorie	ANO - vysvětlení
	FSI	NE - zdůvodnění

a) ohrozí bezpečnost provozu nebo životní prostředí ?				
ANO	→	SSI	ANO	---
NE	→	NE		při poruše bude v provozu 2.podvozek motorového vozu

b) způsobí neschopnost vozidla, zpoždění vlaku, významně zvětší prostoj v opravě ?				
ANO	→	MSI	ANO	nutná oprava při poruše
NE	→	NE	NE	---

c) nebrání provozu ale má za následek významné ekonomické ztráty ?				
ANO	→	ESI	ANO	---
NE	→	NE	NE	---

~~Prvek není funkčně významný.~~

Tabulka 18.2 Klasifikace prvku č.2 nápravové převodovky NP 20

Klasifikace prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	2
Název prvku:	ložiska vstupního hřídele
Popis funkce prvku:	zajišťují uložení vstupního hřídele

RCM analýza prvku:

Předvídatelná porucha funkce prvku	kategorie	ANO - vysvětlení
	FSI	NE - zdůvodnění

a) ohrozí bezpečnost provozu nebo životní prostředí ?				
ANO	→	SSI	ANO	---
NE	→	NE	NE	při poruše bude v provozu 2.podvozek motorového vozu

b) způsobí neschopnost vozidla, zpoždění vlaku, významně zvětší prostoj v opravě ?				
ANO	→	MSI	ANO	hrozí zadření ložisek, chybné vedení hřídele
NE	→	NE	NE	---

c) nebrání provozu ale má za následek významné ekonomické ztráty ?				
ANO	→	ESI	ANO	---
NE	→	NE	NE	---

~~Prvek není funkčně významný.~~

Tabulka 18.3 Klasifikace prvku č.9 nápravové převodovky NP 20

Klasifikace prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	9
Název prvku:	horní díl skříně
Popis funkce prvku:	zajišťuje uložení prvků převodovky

RCM analýza prvku:

Předvídatelná porucha funkce prvku	kategorie	ANO - vysvětlení
	FSI	NE - zdůvodnění

a) ohrozí bezpečnost provozu nebo životní prostředí ?				
ANO	→	SSI	ANO	teoreticky hrozí únik oleje, k poškození v praxi nedochází,
NE	→	NE	NE	

b) způsobí neschopnost vozidla, zpoždění vlaku, významně zvětší prostoj v opravě ?				
ANO	→	MSI	ANO	
NE	→	NE	NE	

c) nebrání provozu ale má za následek významné ekonomické ztráty ?				
ANO	→	ESI	ANO	
NE	→	NE	NE	

Tabulka 18.4 Klasifikace prvku č.15 nápravové převodovky NP 20

Klasifikace prvku nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	15
Název prvku:	šrouby skříně
Popis funkce prvku:	spojují horní a dolní díl převodovky

RCM analýza prvku:

Předvídatelná porucha funkce prvku	kategorie	ANO - vysvětlení
	FSI	NE - zdůvodnění

a) ohrozí bezpečnost provozu nebo životní prostředí ?			
ANO	→	SSI	ANO
NE	→	NE	poškození jednoho šroubu neovlivní funkci převodovky

b) způsobí neschopnost vozidla, zpoždění vlaku, významně zvětší prostoje v opravě ?			
ANO	→	MSI	ANO
NE	→	NE	poškození jednoho šroubu neovlivní funkci převodovky

c) nebrání provozu ale má za následek významné ekonomické ztráty ?			
ANO	→	ESI	ANO
NE	→	NE	poškození jednoho šroubu neovlivní funkci převodovky

Prvek není funkčně významný.

19 Příloha 4: RCM – příklady volby prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20

V příloze 4 jsou uvedeny příklady vyplněných formulářů pro volbu prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20. Formulář obsahuje pět otázek používaných metodou RCM, kladná odpověď na některou z nich určí vhodný prostředek údržby pro daný prvek. (Šestou otázku „Existuje použitelná kombinace prostředků?“ jsem do formuláře neuvedl, protože je to z předchozích odpovědí zřejmé.) Každý prvek může mít několik různých prostředků údržby. Mohou se použít všechny vhodné možnosti prostředků údržby nebo jen některé z nich. Pokud žádná odpověď není kladná, prvek nelze běžným způsobem udržovat. Potom je nutné přepracovat konstrukci nebo použít údržbu po poruše. Okna formuláře, na která není v případě možnosti údržby daného prvku kladná odpověď, se proškrtávají, okna s kladnou odpovědí jsou pro větší přehlednost zvýrazněna žlutě. Na základě zvolených prostředků údržby byly vybrány prvky, u kterých je možné realizovat technickou diagnostiku.

Tabulka.19.1 Volba prostředků údržby pro prvek č.1 nápravové převodovky NP 20

Volba prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	1
Název prvku:	vstupní příruba (spojka)

RCM navržené prostředky údržby:

Úkoly a obsah údržby	ANO - podrobnosti úkolů
	NE - zdůvodnění

Mazání nebo čištění - sníží nebo zabrání opotřebení?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO ---
<input type="checkbox"/> NE	<input type="checkbox"/> NE neovlivní stav prvku

Provozní nebo vizuální kontrola - je použitelné k zjištění degradace?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO ---
<input type="checkbox"/> NE	<input type="checkbox"/> NE není možná kontrola za provozu

Prohlídka, kontrola funkce, diagnostika - je použitelné k zjištění degradace?	
<input type="checkbox"/> ANO	<input type="checkbox"/> ANO kontrola šroubů příruby - kontrola stavu příruby
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Obnova celku - sníží se intenzita poruch?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO ---
<input type="checkbox"/> NE	<input type="checkbox"/> NE nelze

Vyřazení celku, náhrada novým - zabrání vzniku 1. poruchy?	
<input type="checkbox"/> ANO	<input type="checkbox"/> ANO výměna otlačených šroubů - výměna příruby při identifikaci porušení
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Tabulka 19.2 Volba prostředků údržby pro prvek č.2 nápravové převodovky NP 20

Volba prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	2
Název prvku:	ložiska vstupního hřídele

RCM navržené prostředky údržby:

Úkoly a obsah údržby	ANO - podrobnosti úkolů	
	NE - zdůvodnění	
Mazání nebo čištění - sníží nebo zabrání opotřebení?	ANO	ANO zajištěno mazacím čerpadlem
	NE	NE ---
Provozní nebo vizuální kontrola - je použitelné k zjištění degradace?	ANO	ANO při jakékoliv opravě př.
	NE	NE ---
Prohlídka, kontrola funkce, diagnostika - je použitelné k zjištění degradace?	ANO	ANO analýza vibrací může odhalit vznikající závadu
	NE	NE ---
Obnova celku - sníží se intenzita poruch?	ANO	ANO ---
	NE	NE nelze
Vyřazení celku, náhrada novým - zabrání vzniku 1. poruchy?	ANO	ANO po identifikaci vzniku poruchy
	NE	NE ---

Tabulka 19.3 Volba prostředků údržby pro prvek č.3 nápravové převodovky NP 20

Volba prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	3
Název prvku:	čelní ozubené soukolí

RCM navržené prostředky údržby:

Úkoly a obsah údržby	ANO - podrobnosti úkolů
	NE - zdůvodnění

Mazání nebo čištění - sníží nebo zabrání opotřebení?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO zajištěno mazacím čerpadlem
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Provozní nebo vizuální kontrola - je použitelné k zjištění degradace?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO při jakékoliv opravě př.
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Prohlídka, kontrola funkce, diagnostika - je použitelné k zjištění degradace?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO analýza vibrací může odhalit poškození ozubení
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Obnova celku - sníží se intenzita poruch?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO po identifikaci vzniku poškození
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Vyřazení celku, náhrada novým - zabrání vzniku 1. poruchy?	
<input checked="" type="checkbox"/> ANO	<input checked="" type="checkbox"/> ANO po identifikaci vzniku poškození
<input checked="" type="checkbox"/> NE	<input checked="" type="checkbox"/> NE ---

Tab.19.4 Volba prostředků údržby pro prvek č.9 nápravové převodovky NP 20

Volba prostředků údržby prvků nápravové převodovky NP 20	
Číslo prvku:	9
Název prvku:	horní díl skříně

RCM navržené prostředky údržby:

Úkoly a obsah údržby	ANO - podrobnosti úkolů
	NE - zdůvodnění

Mazání nebo čištění - sníží nebo zabrání opotřebení?		
ANO	→	ANO
NE	→	NE neovlivní stav prvku

Provozní nebo vizuální kontrola - je použitelné k zjištění degradace?		
ANO	→	ANO vizuální kontrola při údržbě nebo opravě
NE	→	NE

Prohlídka, kontrola funkce, diagnostika - je použitelné k zjištění degradace?		
ANO	→	ANO
NE	→	NE

Obnova celku - sníží se intenzita poruch?		
ANO	→	ANO
NE	→	NE

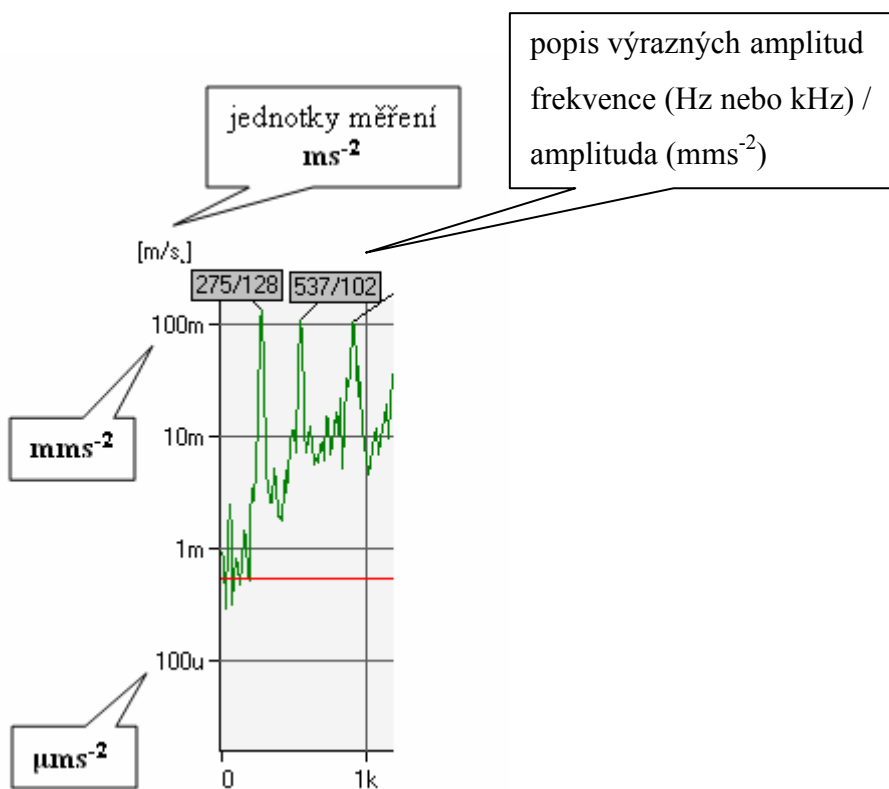
Vyřazení celku, náhrada novým - zabrání vzniku 1. poruchy?		
ANO	→	ANO
NE	→	NE

20 Příloha 5: Výsledky měření vibrací nápravové převodovky

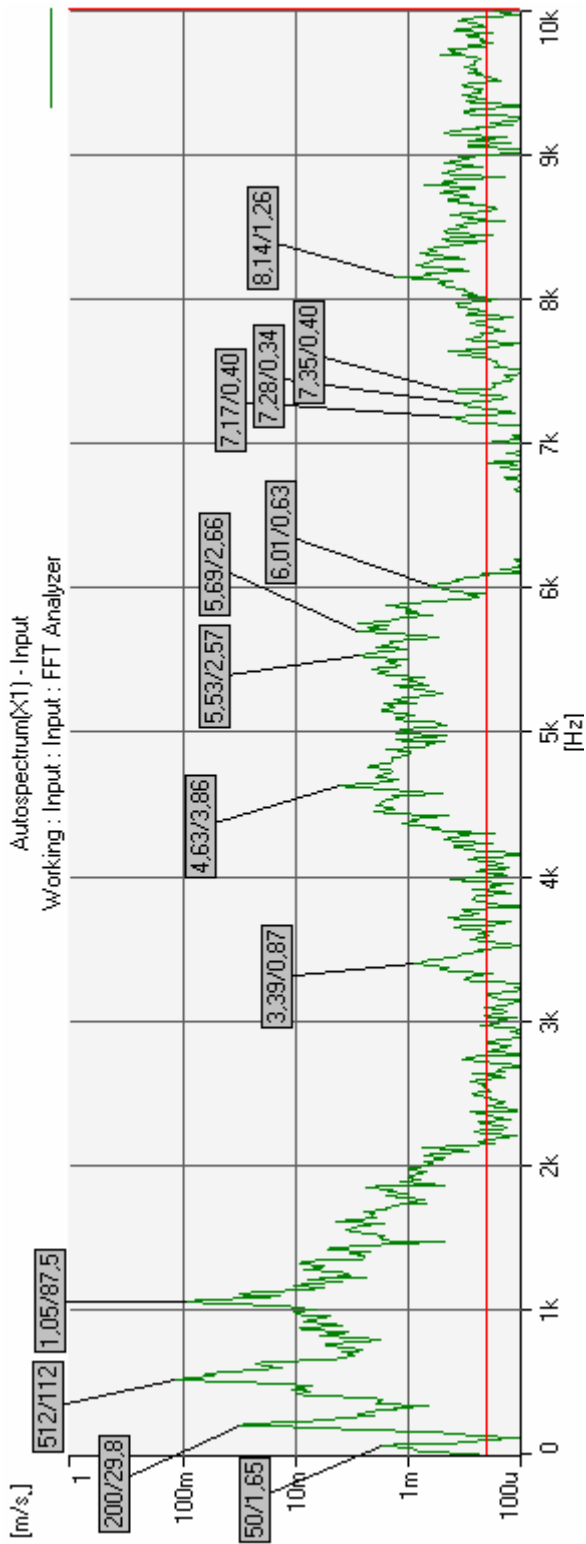
NP 20 - č.1 (směr Brno – Vranovice)

V příloze 5 jsou měření na první převodovce (proběh od generální opravy 105 000 km). Měření byla provedena při ustálených rychlostech 20, 40, 60, 80 a 100 km/h a při rozjezdu z 0 km/h na 100 km/h (rozběhová charakteristika, doba měření cca 36 s) a dojezdu ze 100 km/h na 0 km/h (doběhová charakteristika, doba měření cca 35 s). Při každé rychlosti bylo určeno frekvenční spektrum vibrodiagnostického signálu a kaskádový diagram, vždy v obou měřících místech současně. Měření byla vyhodnocována porovnáváním vypočtených budících frekvencí s vrcholy v naměřených spektrech.

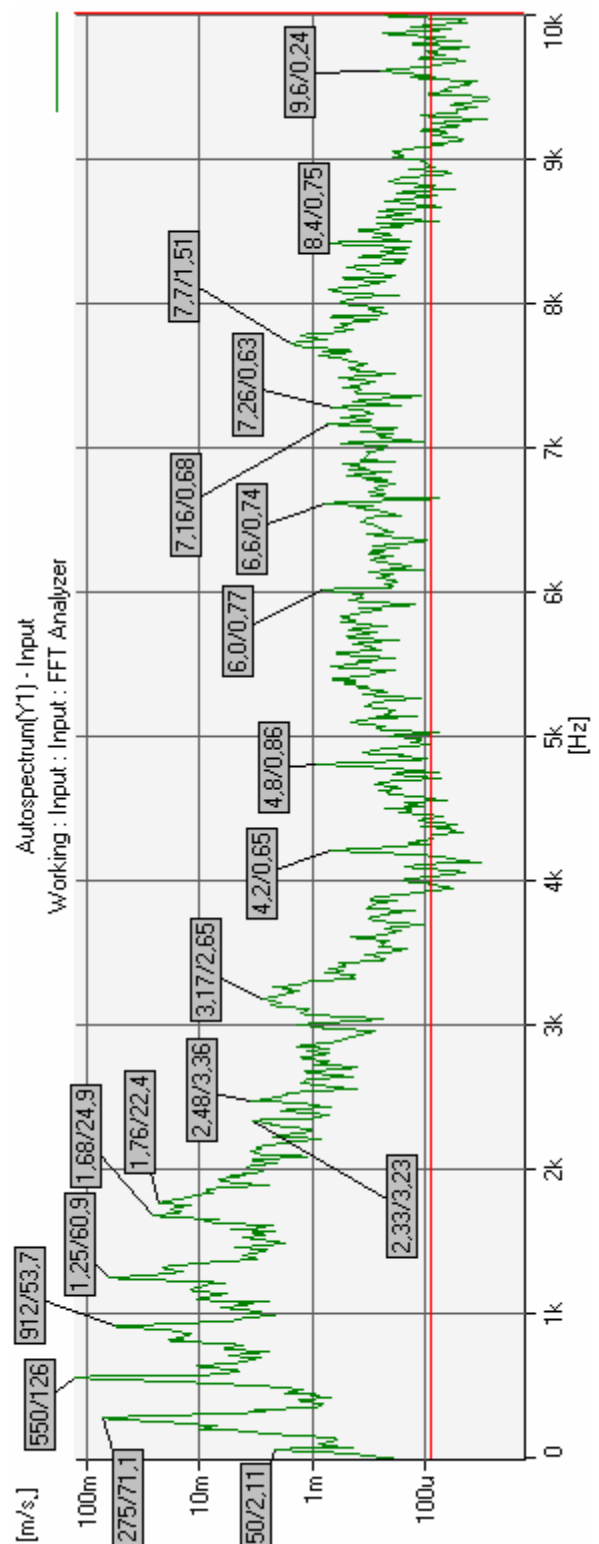
Jednotky amplitud jsou vysvětleny na obr. 20.1.



Obr. 20.1 Jednotky velikosti amplitudy měřeného zrychlení kmitání



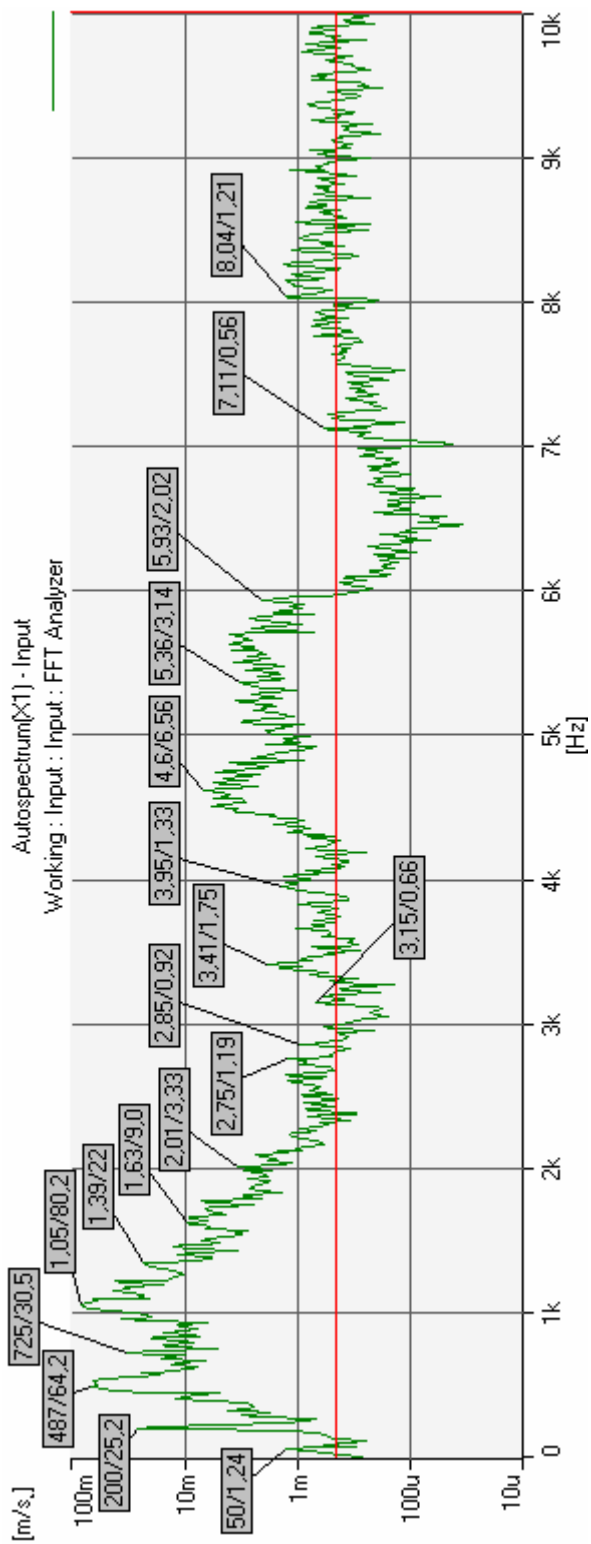
a)



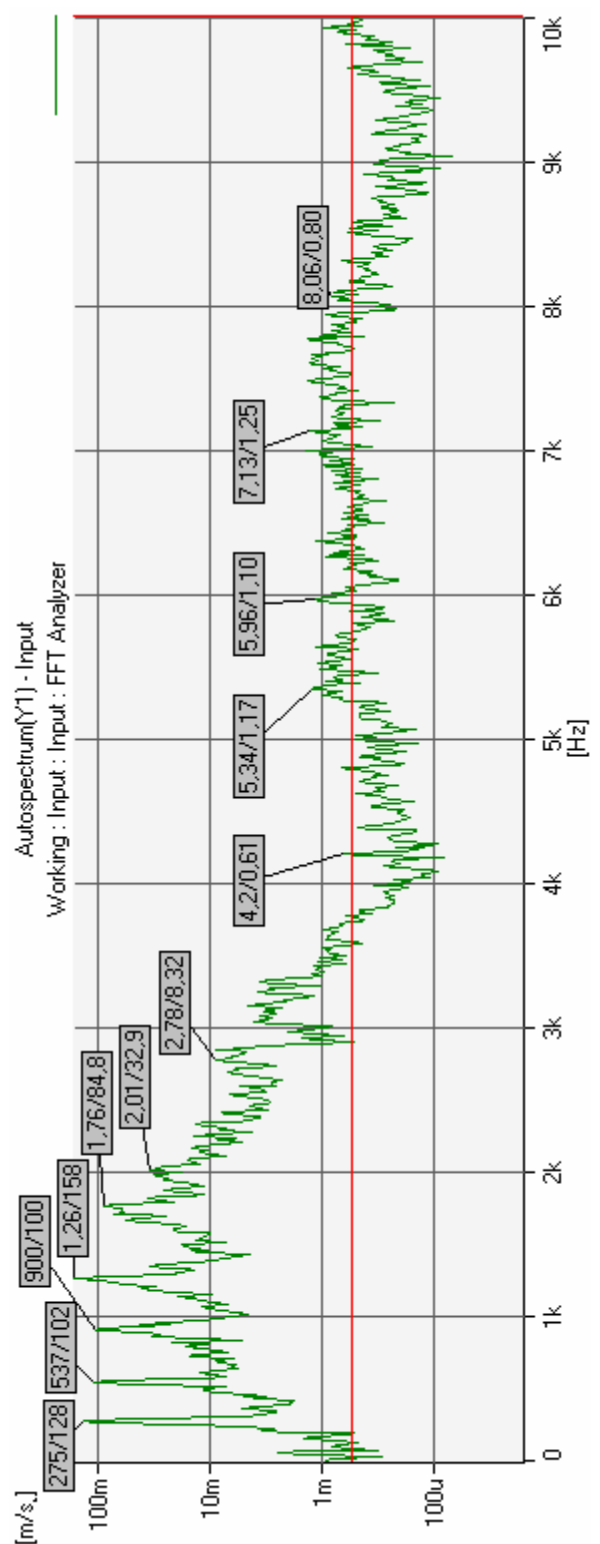
b)

Obr.20.2 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 40 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)



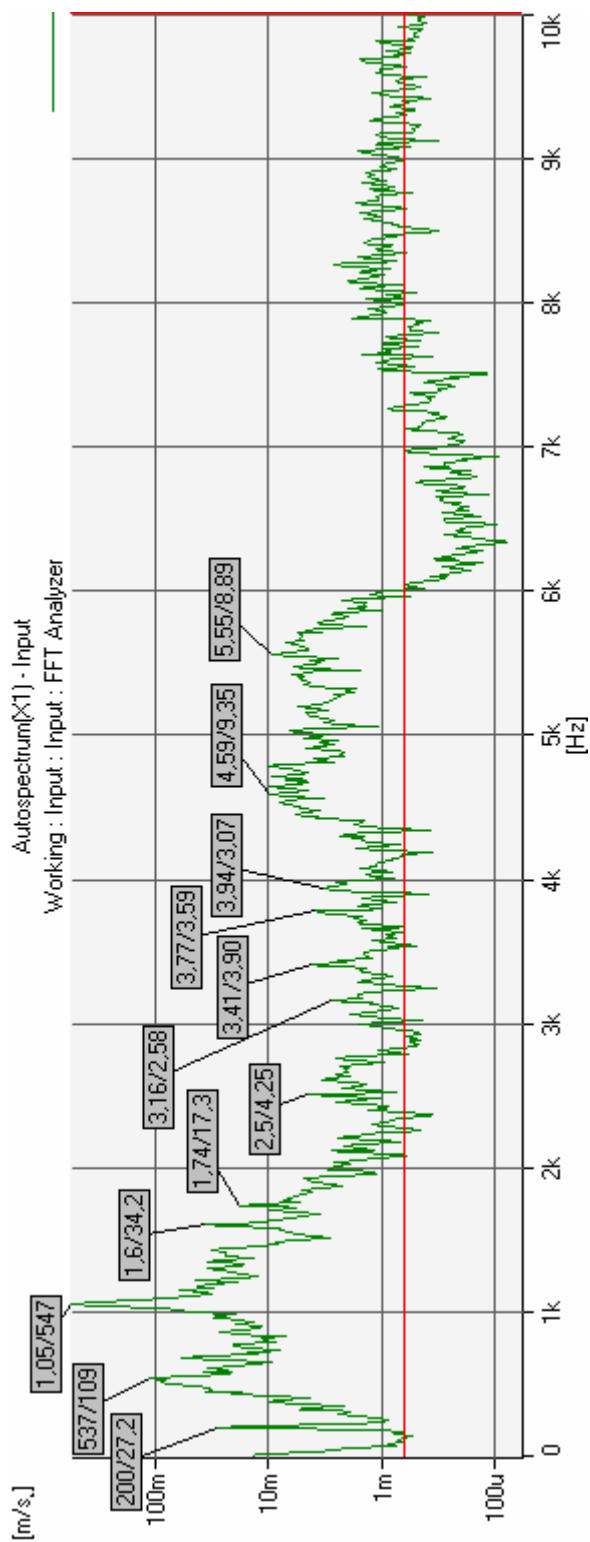
a)



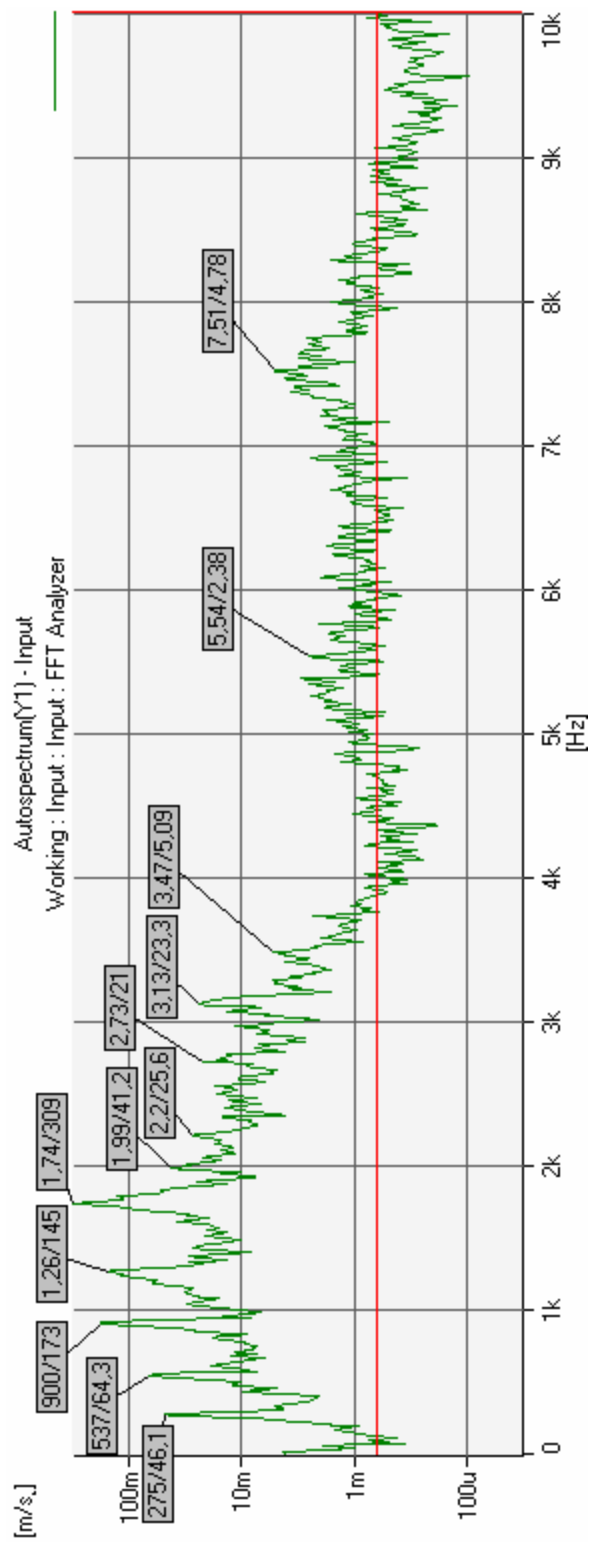
b)

Obr.20.3 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 60 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)



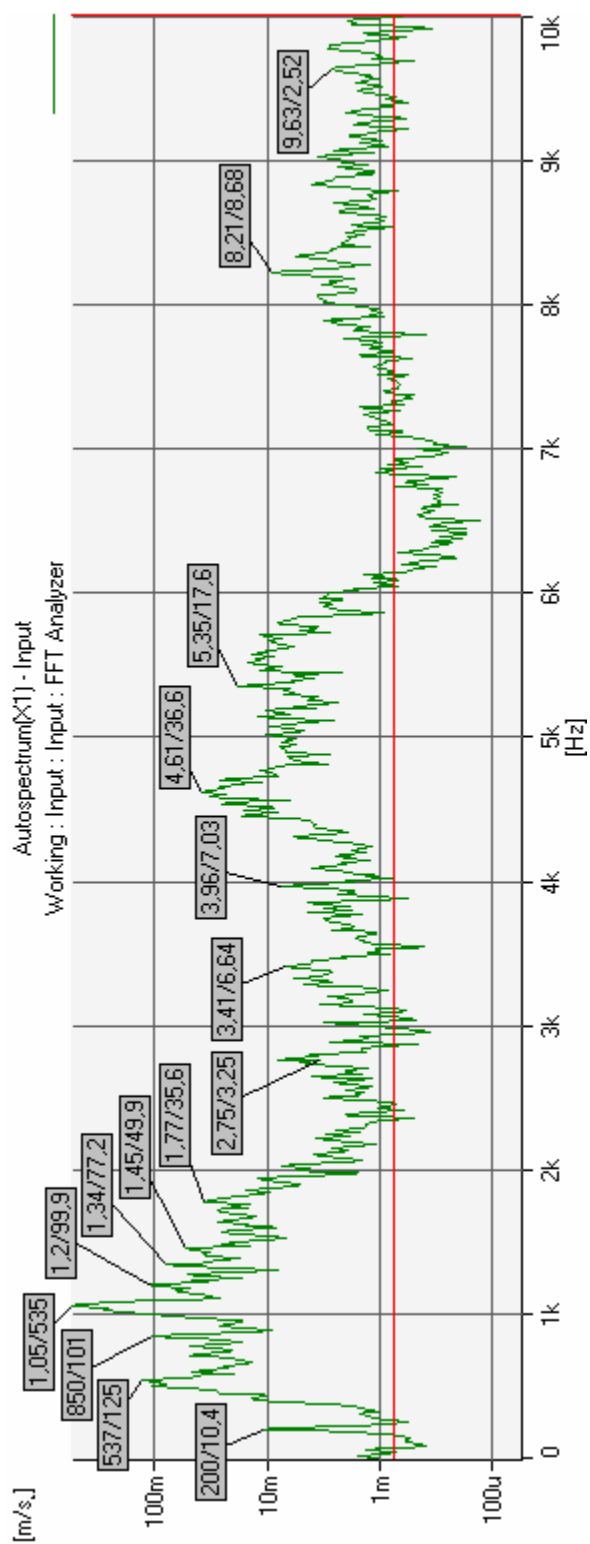
a)



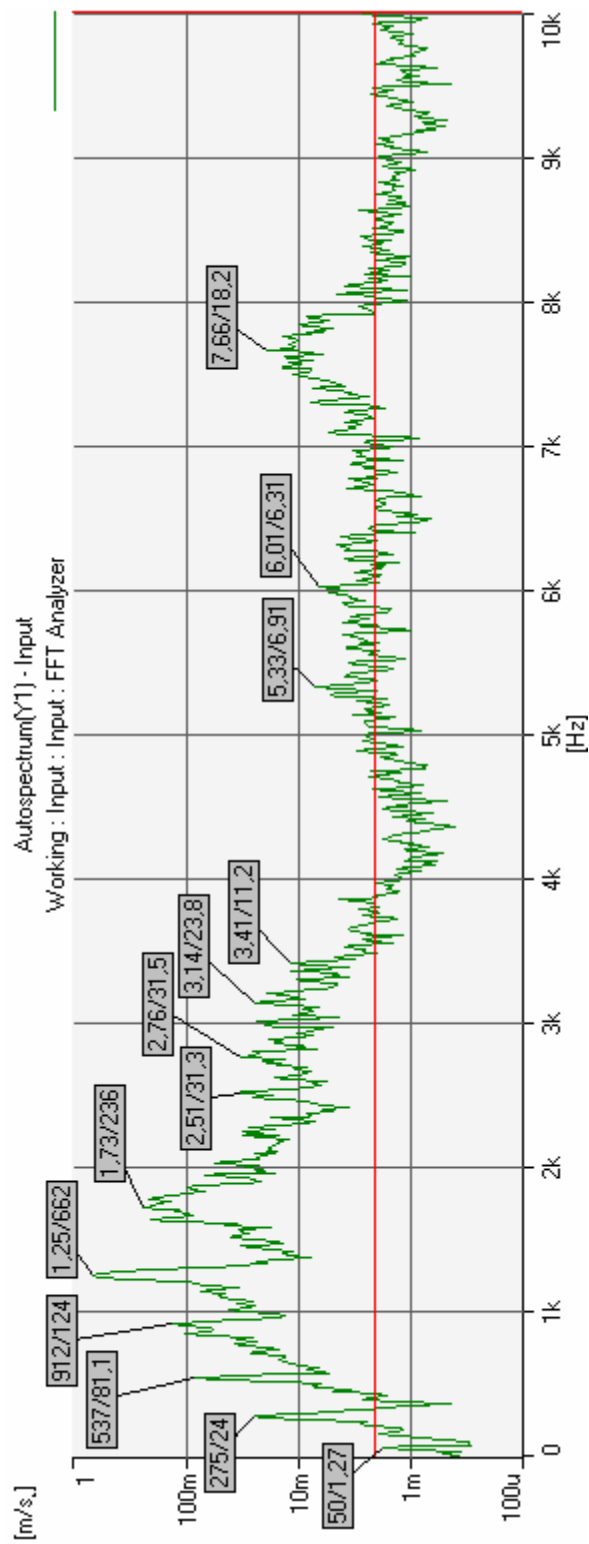
b)

Obr.20.4 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 80 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)



a)



b)

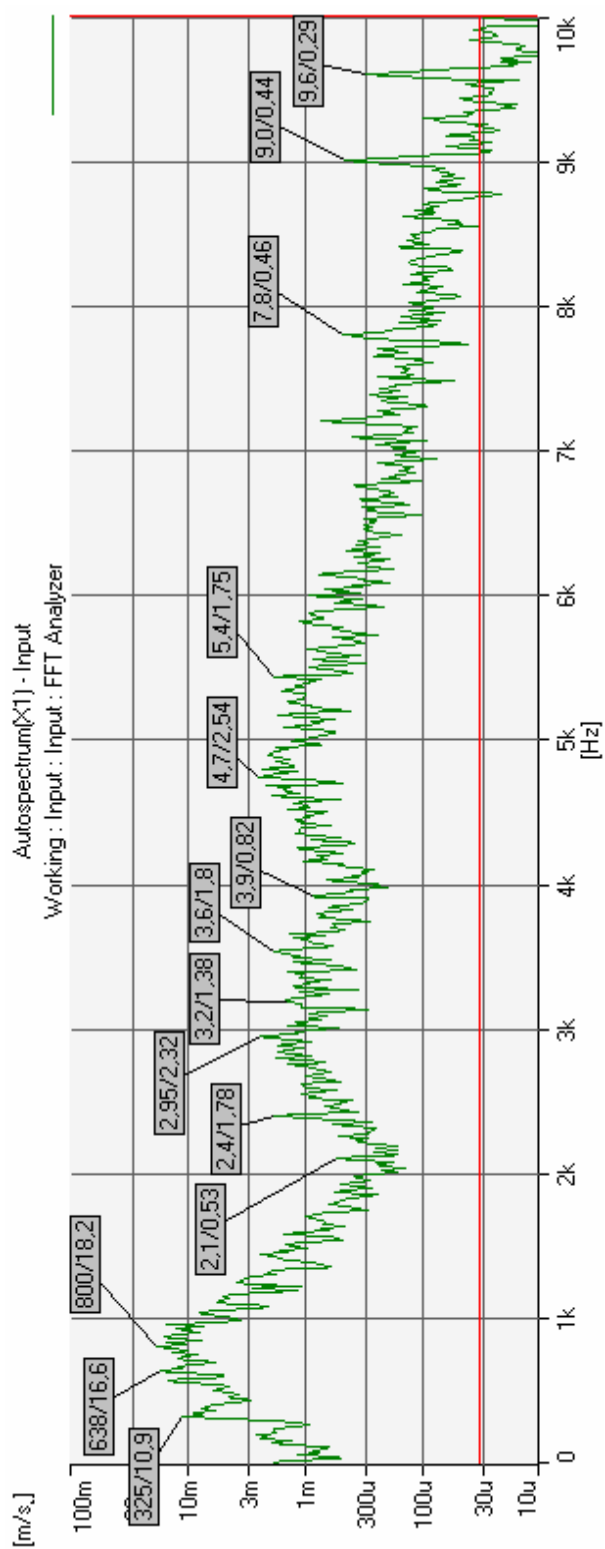
Obr.20.5 Měření vibrací 1. převodovky při rychlosti 100 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)

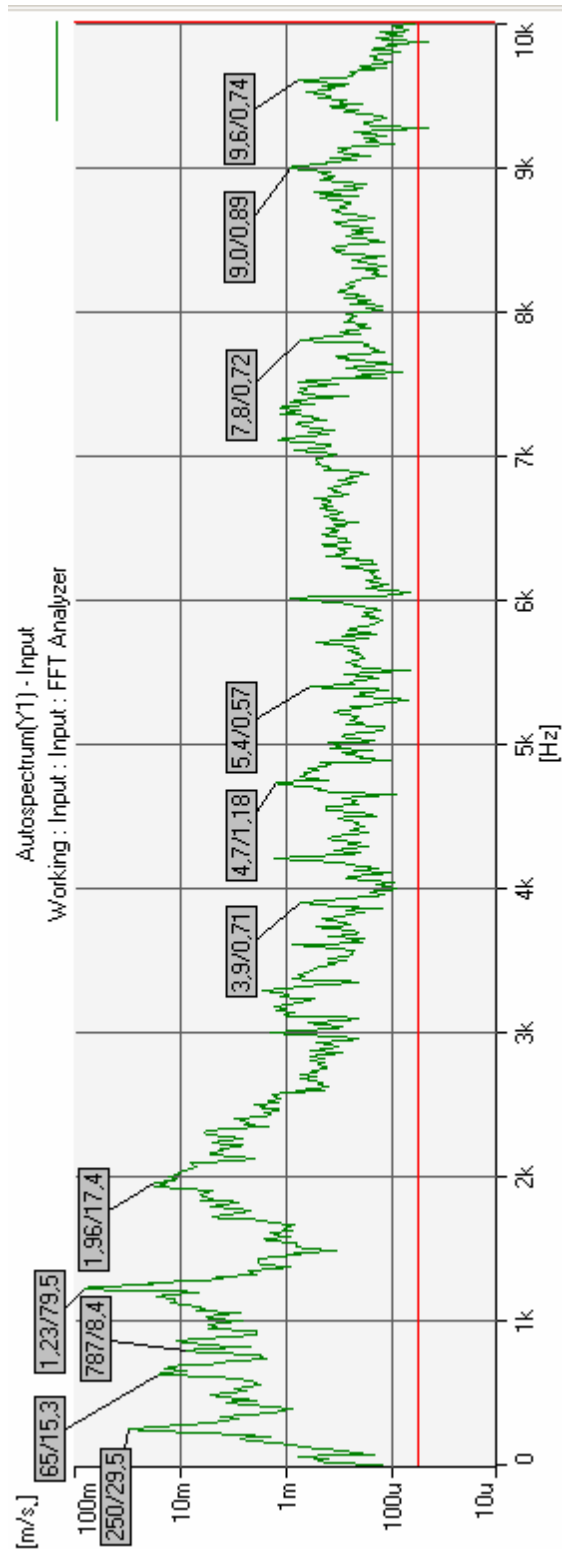
21 Příloha 6: - Výsledky měření vibrací nápravové převodovky NP 20 - č.2 (směr Vranovice - Brno)

V příloze 6 jsou měření na druhé převodovce (proběh od generální opravy 650 000 km). Měření byla provedena, stejně jako u první převodovky, při ustálených rychlostech 20, 40, 60, 80 a 100 km/h a při rozjezdu z 0 km/h na 100 km/h (rozběhová charakteristika, doba měření cca 38 s) a dojezdu ze 100 km/h na 0 km/h (doběhová charakteristika, doba měření cca 33 s). Při každé rychlosti bylo určeno frekvenční spektrum vibrodiagnostického signálu a kaskádový diagram, vždy v obou měřících místech současně. Měření byla vyhodnocována porovnáváním vypočtených budících frekvencí s vrcholy v naměřených spektrech.

Jednotky amplitud jsou vysvětleny na obr. 20.1 na str. 87.



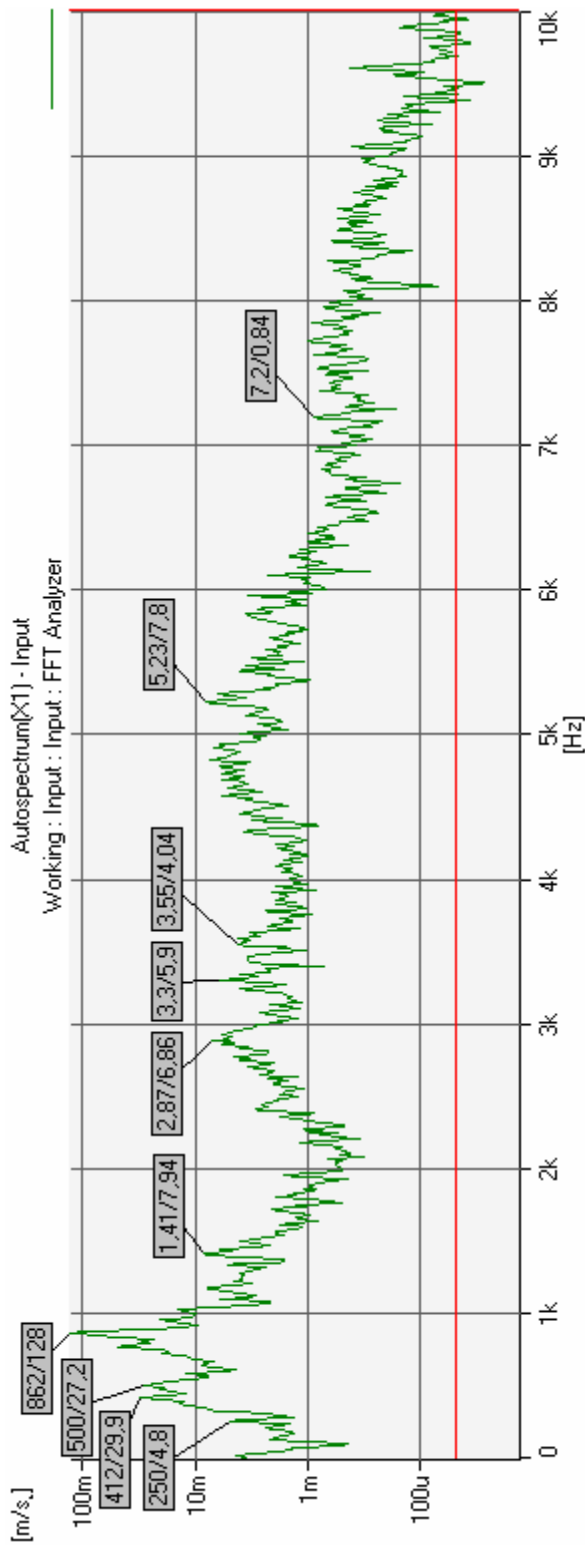
a)



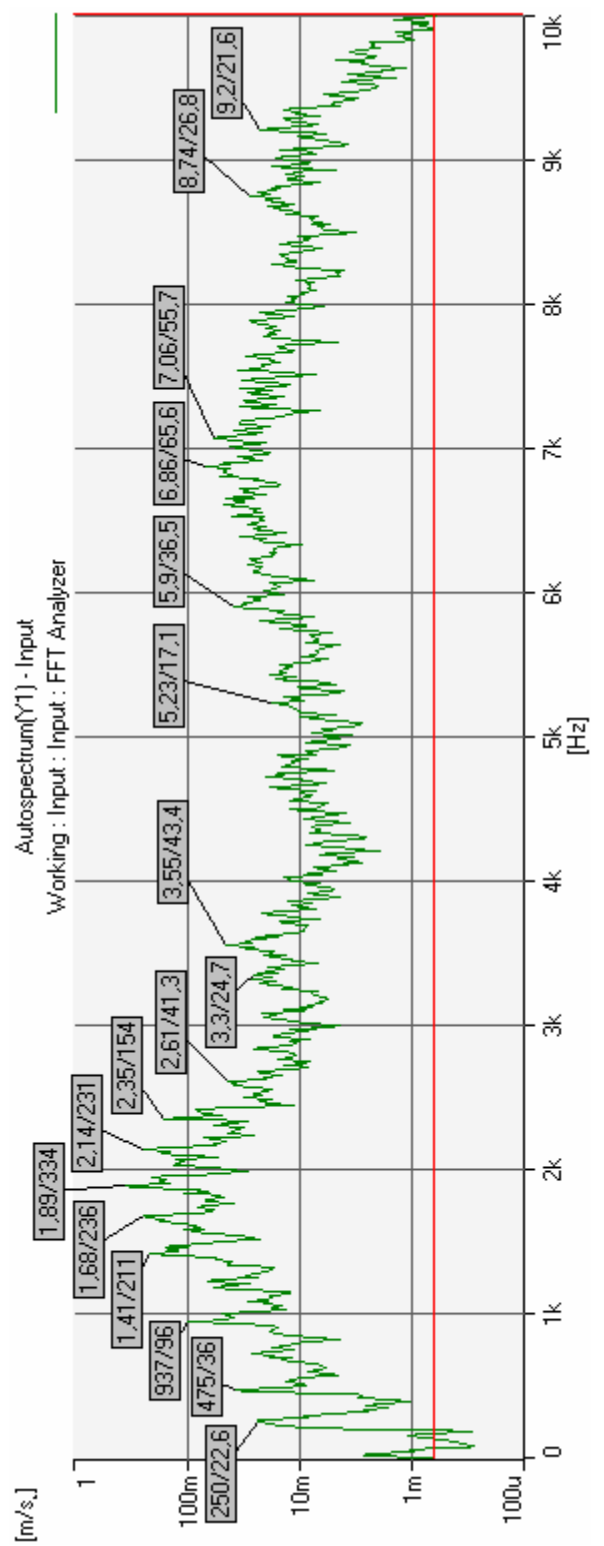
b)

Obr.21.1 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 40 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)



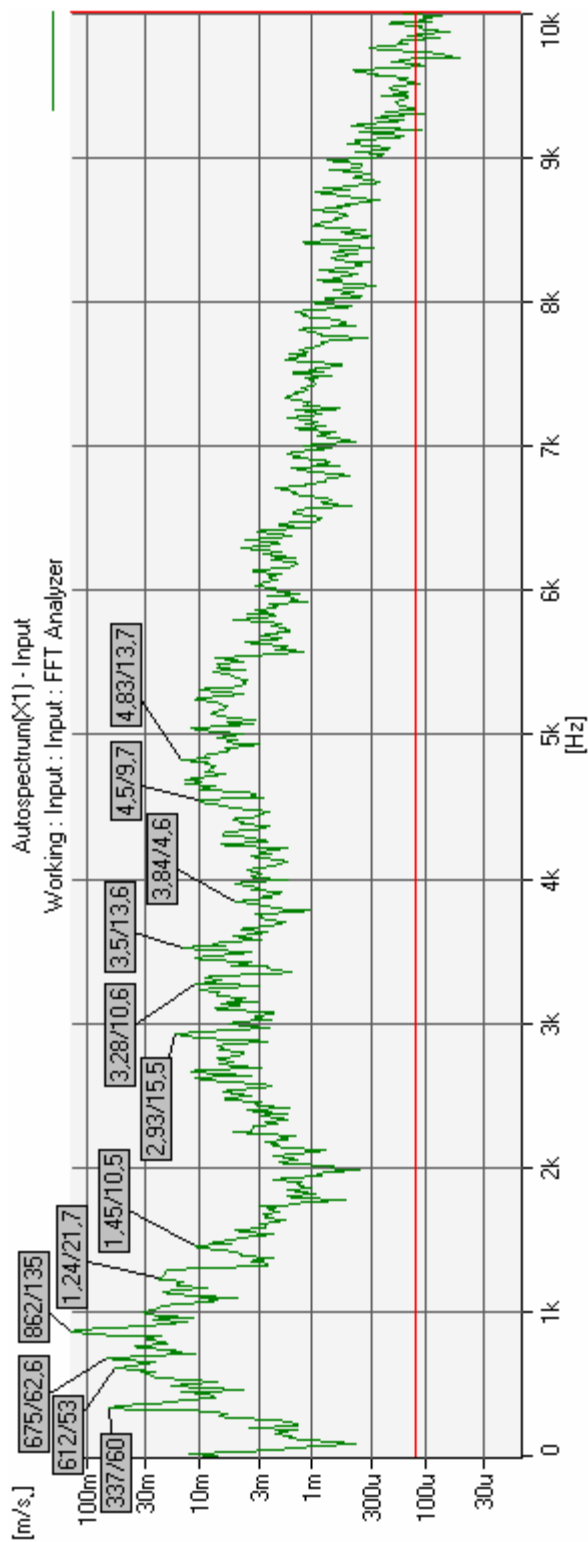
a)



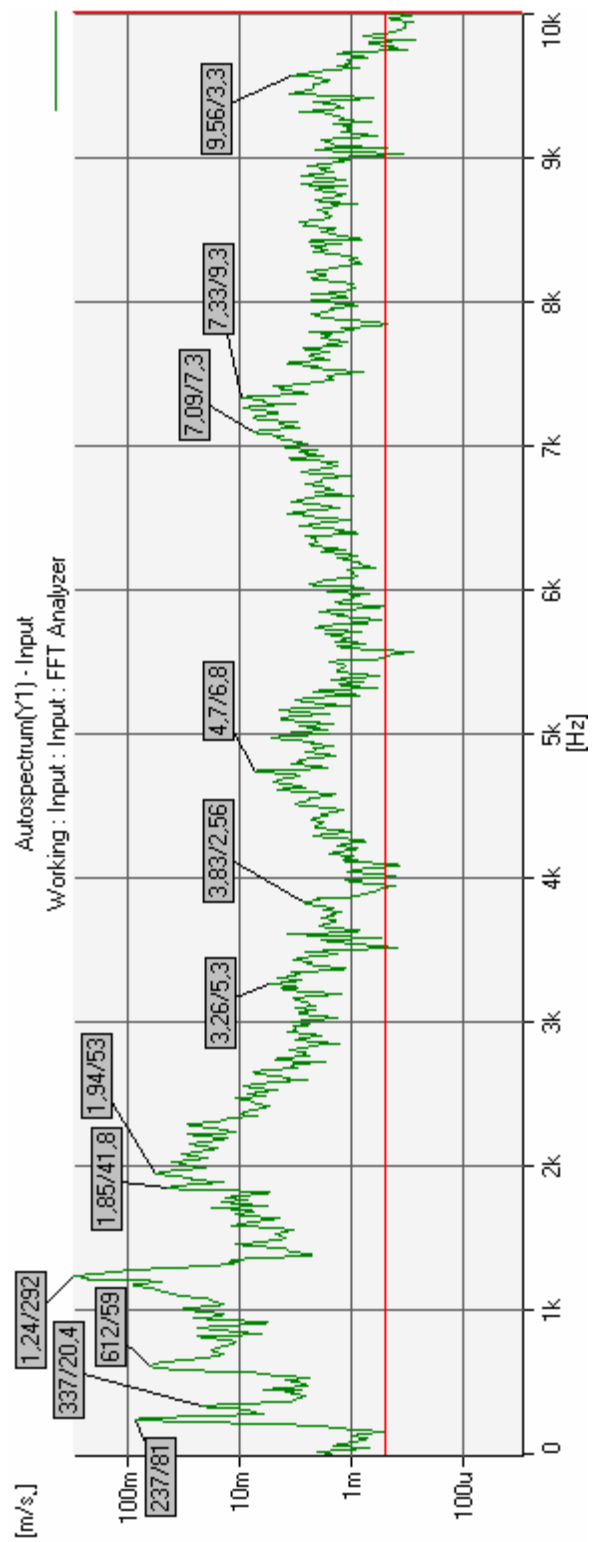
b)

Obr.21.2 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 60 kmh⁻¹

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)



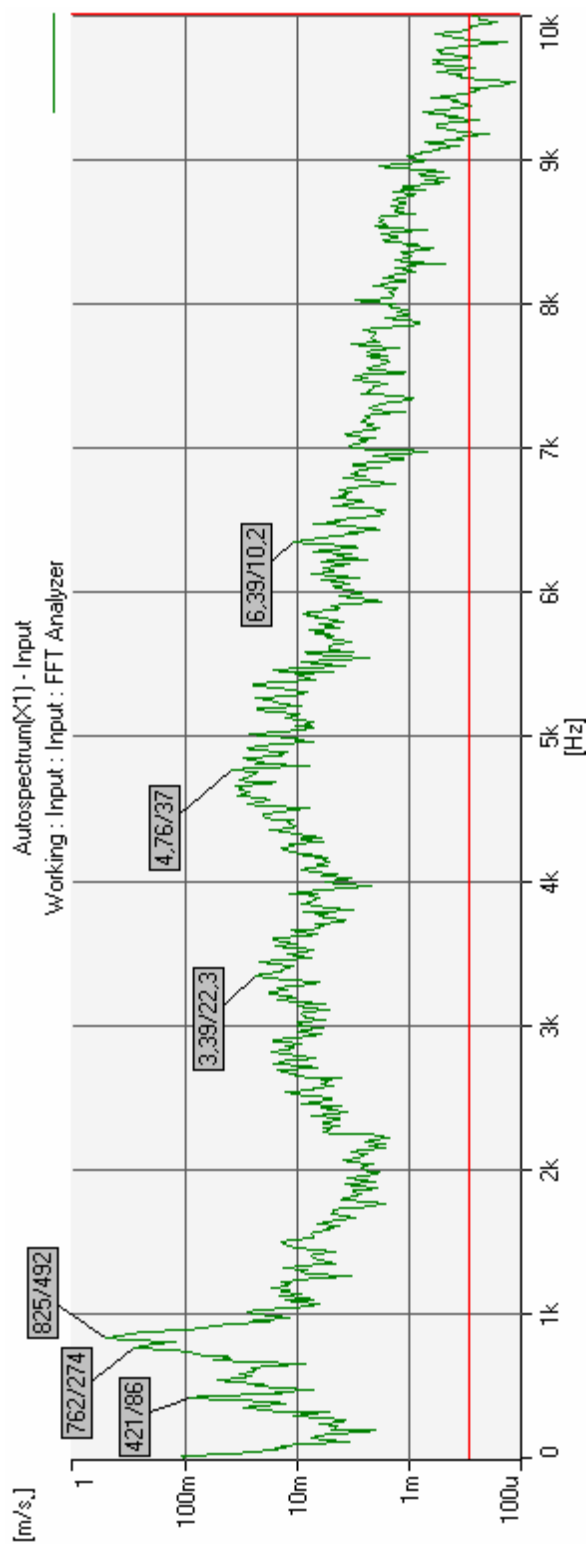
a)



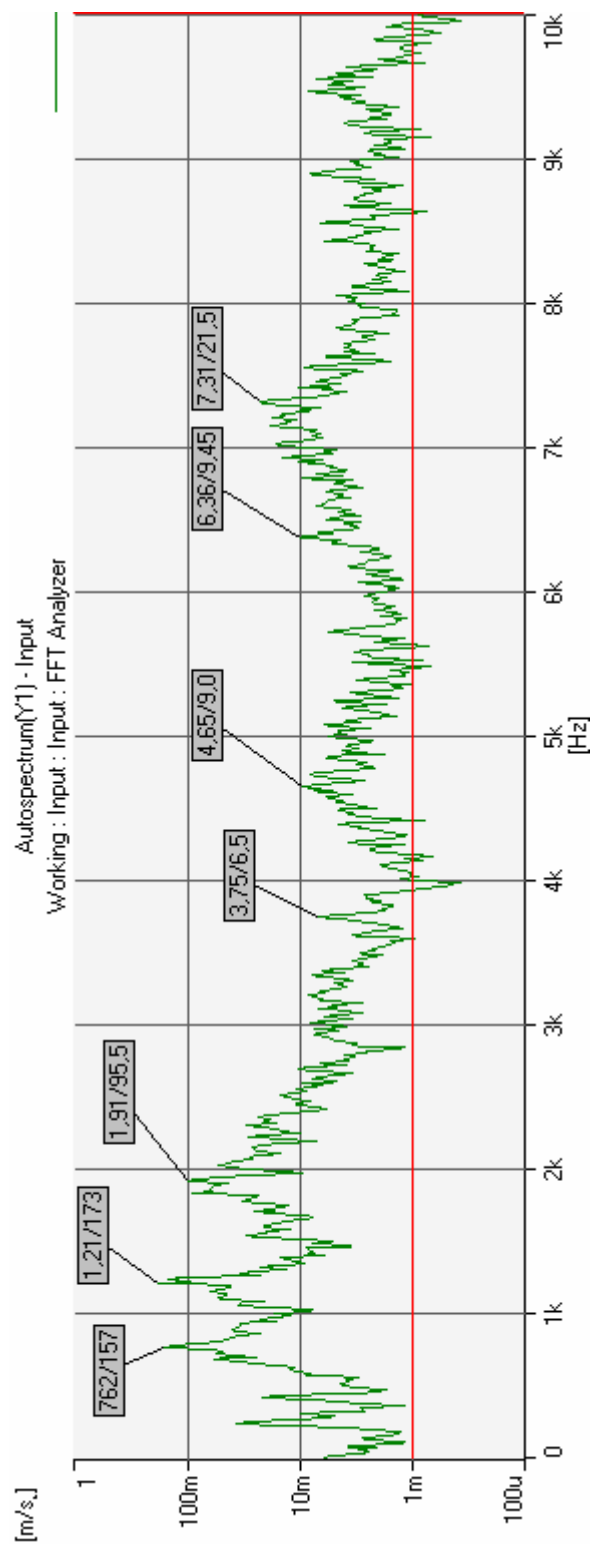
b)

Obr.21.3 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 80 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)



a)



b)

Obr.21.4 Měření vibrací 2. převodovky při rychlosti 100 kmh^{-1}

a) v čelním směru (osa X), b) v bočním směru (osa Y)