

# VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra balicích a polygrafických strojů      Školní rok: 1990/91

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro                      Tomáš S t e h l í k

obor                    Kolové dopravní a manipulační stroje

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:      Analýza kmitání pohonu vozidla LIAZ

### Zásady pro vypracování:

Pro analýzu měření kmitání vybraných typů vozidel LIAZ proveďte:

1. Návrh míst měření a upevnění snímačů kmitání pro jízdní zkoušky.
2. Výpočet frekvencí hlavních zdrojů buzení kmitání.
3. Vyhodnocení provedených měření dvou vozidel s ohledem zejména na vliv motoru, převodovky a diferenciálu a analýzu pravděpodobných příčin kmitání.
4. Návrh měření nových jízdních zkoušek vozidel LIAZ s plným využitím možností techniky a programového vybavení dostupného v ČEZ-OKE Ostrava.
5. Rozvalu možnosti dalších způsobů měření pohonu vozidel LIAZ (motor na brzdě, pohon na válcové brzdě, ... )

V 108/1915

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 1  
PSČ 461 17

KSD/SPD

Rozsah grafických prací: cca 12 stran  
Rozsah průvodní zprávy: cca 40 stran textu  
Seznam odborné literatury:

BENEŠ, Š. aj.: Kmitání vozidel LIAZ.

BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů.

Preventivní údržba strojů.

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.  
Konzultant:

Zadání diplomové práce: 31.10.1990

Termín odevzdání diplomové práce: 3.5.1991



*Beroun*  
Doc. Ing. Stanislav Beroun, CSc.  
Vedoucí katedry

*Zdeněk Kovář*  
Prof. Ing. Zdeněk Kovář, CSc.  
Děkan

V Liberci

dne 31. 10. 1990

Vysoká škola strojní a textilní  
Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy  
obor 23 - 20 - 8  
stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu  
zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

ANALÝZA KMITÁNÍ POHONU VOZU LIAZ

KSD -- 228  
Tomáš Stehlík

Vedoucí práce : Doc. ing. Štěpán Beneš, CSc., VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran : 88  
Počet tabulek : 11  
Počet obrázků : 26  
Počet příloh : 0

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně  
s použitím uvedené literatury.

V Liberci, dne 25. dubna 1991

*Tomáš Věll*

<u>OBSAH :</u>	str.
1. Úvod . . . . .	5
2. Hygienické předpisy . . . . .	6
2.1. Vyhláška o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací . . . . .	6
2.2. Hygienické předpisy - směrnice č.41 . . . . .	6
2.3. Hygienické předpisy - směrnice č.53 . . . . .	9
3. Obecný rozbor analýzy kmitání . . . . .	11
3.1. Volba výstupní (detekční) veličiny . . . . .	11
3.2. Volba lin.-log. stupnice . . . . .	12
3.3. Volba snímače . . . . .	13
3.3.1. Směrová citlivost snímače . . . . .	14
3.3.2. Upevnění snímače . . . . .	14
3.4. Vliv upevnění vodiče . . . . .	15
3.5. Stanovení frekvencí možných zdrojů vibrací . . . . .	16
4. Příprava měření . . . . .	16
4.1. Popis měřicího zařízení . . . . .	16
4.1.1. Zařízení použité při měření . . . . .	17
4.1.2. Zařízení použité při vyhodnocování výsledků . . . . .	18
4.2. Stanovení parametrů měření . . . . .	19
4.2.1. Stanovení frekvenčního rozsahu . . . . .	19
4.2.2. Stanovení měřicích míst . . . . .	19
4.3. Rozbor pohonu vozu LIAZ . . . . .	20
4.4. Stanovení režimů měření . . . . .	24
4.5. Výpočet základních frekvencí . . . . .	24
5. Popis měření . . . . .	29
6. Výsledky měření . . . . .	29

6.1.	Rezonanční kmitočty měřicích míst . . . . .	30
6.2.	Zjištění vlast. tvarů kmitů držáků snímačů	33
6.3.	Analýza kmitání v kabině . . . . .	34
6.4.	Analýza kmitání zadní nápravy . . . . .	46
6.4.1.	Spektrální analýza ZN . . . . .	47
6.4.2.	Zkušební protokol LIAZ 109/88 . . . . .	50
6.4.3.	Kepstrální analýza ZN . . . . .	52
6.5.	Analýza kmitání motoru . . . . .	67
7.	Zhodnocení měření . . . . .	80
8.	Možnosti využití měřicí techniky . . . . .	81
9.	Návrh nových způsobů měření . . . . .	85
10.	Závěr . . . . .	86

### Použité označení :

$a_{ef}$ (a)	[ $ms^{-2}$ ]	efektivní hodnota zrychlení vibrací
$a_{ef,m}$	[ $ms^{-2}$ ]	průměrná ef. hodnota zrychlení vibr.
$a_{ef,T}$	[ $ms^{-2}$ ]	celková úroveň kmitání
$a_{det}$	[ $ms^{-2}$ ]	ef. hodnoty amplitudy zrychlení vibr. při dané frekvenci
$a_R$	[ $ms^{-2}$ ]	referenční hodnota zrychlení vibrací
$f_m$	[Hz]	frekvence ot. klikového hřídele
$f_d$	[Hz]	frekvence ot. spoj. hřídele
$f_{r1}$	[Hz]	rotorové frekvence
$f_R$	[Hz]	rezonanční kmitočty
$f_{z1}$	[Hz]	zubové frekvence
$i_d$	[-]	převod v diferenciálu
$i_r$	[-]	převod kolové redukce v nápravě
$J$	[ $kg \cdot m^2$ ]	moment setrvačnosti
$L_{A1}$	[dB]	hladina zrychlení vibrací
$L_{A1,e}$	[dB]	připustná hladina zrychlení vibrací
$L_{A1,c}$	[dB]	základní hladina zrychlení vibrací
$L_{A1,m}$	[dB]	hladina průměrné ef. hodnoty zrychle- ní vibrací
$M_d$	[Nm]	dynamický moment
$n$	[ $s^{-1}$ ]	otáčky
$Q$	[-]	činitel jakosti soustavy
$Z$	[-]	počet zubů ozubeného kola
$\Omega_k$	[ $min^{-1}$ ]	úhlová rychlost
$\epsilon_k$	[ $min^{-2}$ ]	úhlové zrychlení
$\beta$	[°]	úhel zalomení spojovacího hřídele

## 1. Úvod

LIAZ Jablonac n.Nisou je jedním z mnoha výrobců nákladních automobilů, kteří se snaží prosadit se svými výrobky na světovém trhu. To se však stává čím dál tím složitější. Nárok na udržení na světovém trhu mají pouze ti výrobci, kteří investují značné finance do inovace a projekce nových vozů ve snaze zlepšit jejich provozní vlastnosti. Jednou ze základních provozních vlastností je pohodlí obsluhy vozidla. Dalo by se říci, že se toto kritérium spolu s hospodárností provozu stává jedním z nejdůležitějších při hodnocení a srovnávání vozů.

Do pohodlí patří především co nejmenší vibrace přenášené od zdrojů vibrací do kabiny. Zdroje vibrací lze rozdělit do dvou hlavních skupin:

- 1) od objemových změn náplně válce při pracovním oběhu motoru
- 2) od rotačních a posuvných hmot

Tyto zdroje mohou vyvolávat kmitání o stejné frekvenci jako je rezonanční frekvence některé z částí vozu, která se pod vlivem této budící síly rozkmitá. Z toho vyplývá, že hlavní úsilí při odstranění kmitání v kabině by se mělo věnovat vyhledání zdrojů s následným odstraněním příčin a pak zamezení přenosu vibrací od zdrojů do kabiny. První část spočívá v celkové analýze kmitání vozidla za pomoci moderní měřicí techniky, která je schopna provádět analýzu za podmínek provozu. Nasledují pak konstrukční úpravy na odstranění závad. Druhá část se skládá z analýzy možných způsobů přenosu vibrací do kabiny a návrh na odstranění tohoto přenosu.

Úkolem této diplomové práce je stanovit zdroje vibrací a navrhnout úpravy na odstranění vibrací vozu LIAZ 151.261 a 251.261 - sklápěč. V závěru pak navrhnout možnou metodiku při postupu vyšetření zdrojů vibrací na vozidle LIAZ.



## 2. Hygienické předpisy

### 2.1. Vyhláška o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací ze dne 31.1.1977 č.13/sb. zákona :

#### §15 - Opatření proti vibracím

(1) Organizace jsou povinny provádět opatření k tomu, aby u zařízení a staveb, při jejichž provozu a užívání vznikají vibrace, nedocházelo k nepříznivému působení vibrací na člověka, především k přenosu vibrací o kmitočtech, při kterých tělo nebo část těla rezonují. K tomu je nutno přihlížet při volbě základního kmitočtu zařízení.

Jsou to zejména kmitočty v oblasti 4-8 Hz pro celkové vertikální vibrace a kmitočty menší než 2 Hz pro celkové horizontální vibrace.

### 2.2 Hygienické předpisy: směrnice 41 - Nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací, příloha k vyhlášce č.13/1977

Definice základních pojmů:

1) Mechanické kmitání - je děj, při kterém mechanická veličina, obvykle v závislosti na čase, nabývá hodnot střídavě větších a menších, než je určitá rovnovážná hodnota této veličiny.

2) Hladina zrychlení vibrací -  $L_{(A)}$  je určena vztahem

$$L_{(A)} = 20 \cdot \log a_{ef} / a_p \quad (1)$$

kde  $a_p = 10^{-6} \text{ms}^{-2}$  - referenční hodnota

$a_{ef}$  je efektivní hodnota zrychlení vibrací v daném bodě

3) Vibrace přenášené na ruce- jsou vibrace, které se přenášejí z vibrující rukojeti nebo jiného předmětu přidržovaného rukou.

4) Celkové vibrace- jsou vibrace, které se přenášejí na sedící nebo stojící osobu z vibrujícího sedadla, podlahy nebo plošiny tak, že způsobují intenzivní vibrace celého organismu.

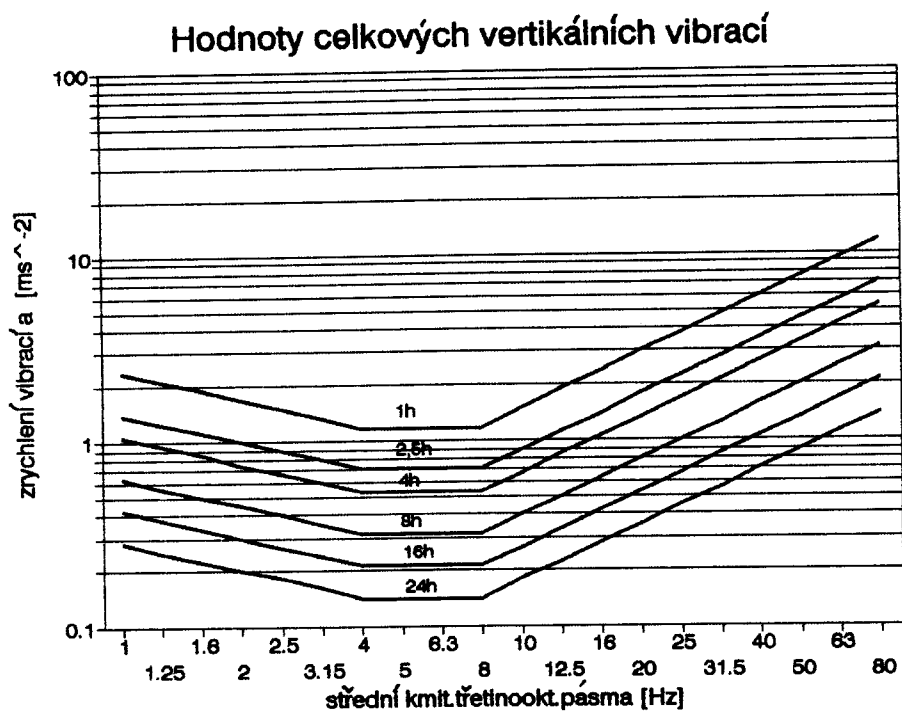
Vibrace na pracovištích:

1) Nejvyšší přípustné hodnoty vibrací na pracovištích se vztahují na vibrace přenášené na ruce exponované osoby, na celkové vibrace a na vibrace přenášené zvláštním způsobem.

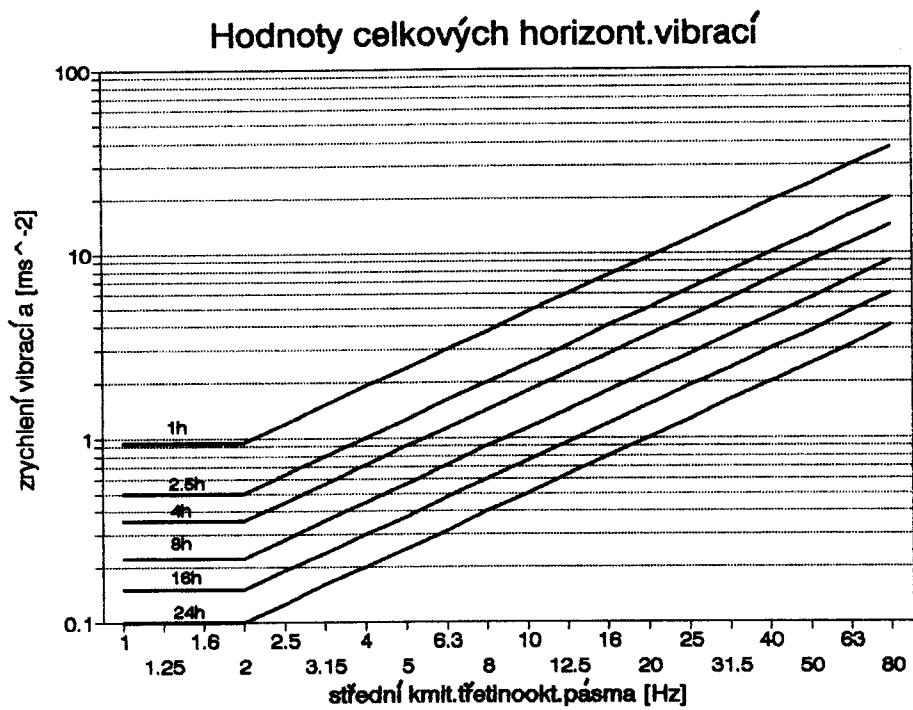
2) Nejvyšší přípustná hladina zrychlení celkových vibrací  $L_{(A)P}$  se stanoví součtem základních hladin zrychlení vibrací  $L_{(A)z}$  uvedené na obrázku č.1 pro celkové vertikální vibrace nebo na obrázku č.2 pro celkové horizontální vibrace. Pro kmitočtová pásma 80-1000 Hz jsou hodnoty shodné s nejvyššími přípustnými hodnotami pásma o středním kmitočtu 80 Hz. Pro doby expozice, které leží mezi uvedenými hodnotami je dovoleno stanovit limit interpolací.

3) Nejvyšší přípustné hladiny zrychlení vibrací  $L_{(A)P}$  v dB re.  $10^{-6} \text{ ms}^{-2}$  při přenosu vibrací na ruce exponované osoby se stanoví součtem základních hladin zrychlení vibrací  $L_{(A)z}$  uvedené na obrázku č.3.

obr. č. 1

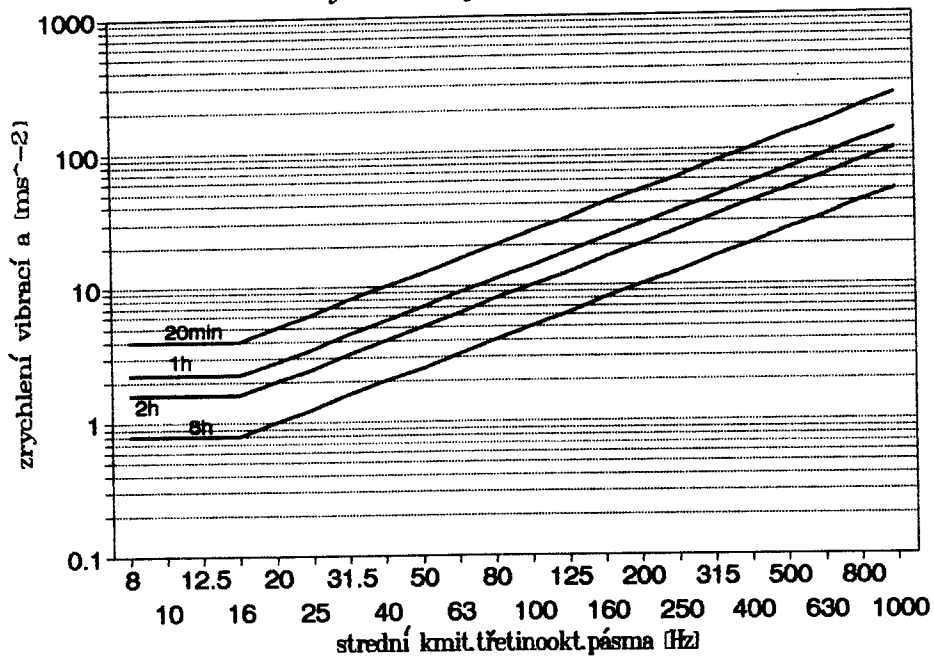


obr. č. 2



obr. 6.3

### Hodnoty vibrací přenášených na ruce



### 2.3. Hygienické předpisy: směrnice 53 - Stanovení způsobu měření a hodnocení vibrací

#### §4 - Měřicí přístroje a rozsah měřených veličin

##### 1) Požadované kmitočtové rozsahy a rozsahy efektivních hodnot

Způsob přenosu vibrací	Frekvenční rozsah [Hz]	Rozsah $a_{ef}$ [ $\text{ms}^{-2}$ ]
celkové vibrace	1-1000	0.03-100
přenos na ruce	8-1000	0.3-1000
zvláštním způsobem	1-1000	0.01-100

2) Celkové vibrace se měří až do kmitočtu 1000 Hz jen v případě, kdy je zdroj vibrací v místě styku s lidským organismem pevný. Je-li povrch zdroje vibrací v místě styku s lidským organismem pružný, měří se celkové vibrace do kmitočtu 80 Hz.

3) Snímače vibrací musí mít směrové vlastnosti. Přednostně se používají měřicí zařízení vybavené snímači zrychlení. Snímače musí mít malé rozměry, musí být lehké, odolné a dostatečně citlivé (např. piezoelektrické nebo piezorezistanční).

#### §8 - Veličiny vibrací

Určující veličiny vibrací nebo vážené hodnoty vibrací přenášených na člověka se měří ve třech na sobě kolmých směrech orientovaných podle anatomie člověka.

#### §12 - Protokol o výsledcích měření

Průměrné efektivní hodnoty zrychlení se vypočtou z jednotlivých naměřených hodnot v určitém měřicím místě, směru měření a kmitočtovém pásmu podle vztah

$$a_{ef\ m} = \sqrt{1/n \times \sum (a_{ef\ i}^2)} \quad (2)$$

$$L_{(a)\ m} = 10 \times \log 1/n \times \sum (10^{0,1 L_{a\ i}}) \quad (3)$$

$a_{ef\ i}$  - efektivní hodnota vibrací i-té složky

$n$  - otáčky příslušné součásti

$L_{a\ i}$  - hladina zrychlení vibrací i-té složky

## \$13 - Hodnocení vibrací působících na člověka

Pokud se vibrace přenášejí na nohy, nezatížené celou hmotností organismu (např. u sedící osoby), hodnotí se vibrace přenášené na nohy jako vibrace přenášené na ruce.

### 3. Obecný rozbor analýzy kmitání

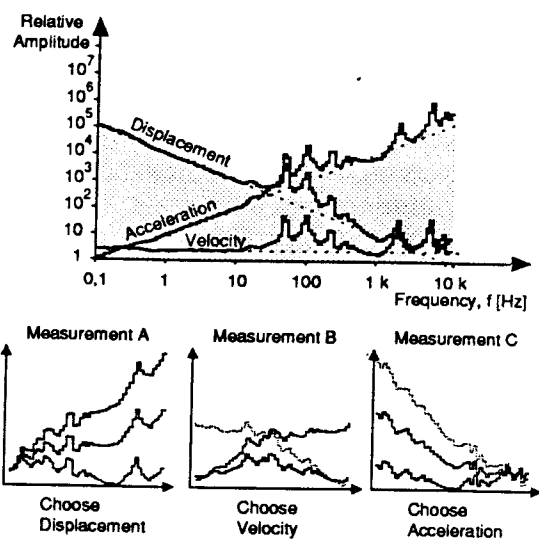
#### 3.1. Volba výstupní veličiny

Při rozhodování o výstupní veličině analyzátoru mají vliv dvě hlediska:

1) Hygienické normy pro posuzování úrovně vibrací jsou stanoveny pro veličinu zrychlení. Pokud chceme své výsledky porovnávat s těmito směrnicemi je nutné volit výstupní veličinu zrychlení.

2) Výhodnější pro široký frekvenční rozsah je použití rychlosti. Zrychlení jako parametr detekce vykazuje určité zkreslení - vyšší hodnoty frekvencí jsou více zesíleny (liter.č.4) (viz obr.č.4)

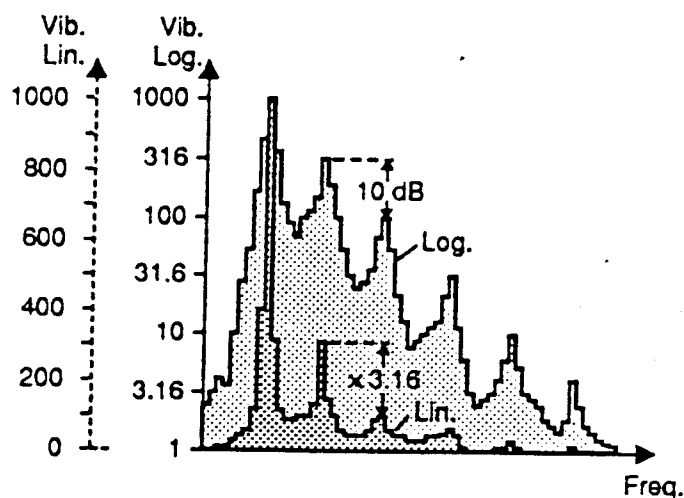
Na základě těchto dvou skutečností bylo jako výstupní parametr vybráno zrychlení především proto, že chceme výsledky porovnávat s hygienickými předpisy. Projev zkreslení není významný, protože se jedná o úzké frekvenční pásmo.



obr.č.4 - volba výstupní veličiny

### 3.2. Volba lin-log stupnice

Lineární amplitudová stupnice má sklon k nadsazování větších hodnot na stupnici. Výhodou logaritmické stupnice je stejná názornost pro celý rozsah stupnice, z čehož plyne i možnost sledování relativně malých amplitud (liter.č.4).



obr.č.5 - volba lin-log stupnice

### 3.3. Volba snímače

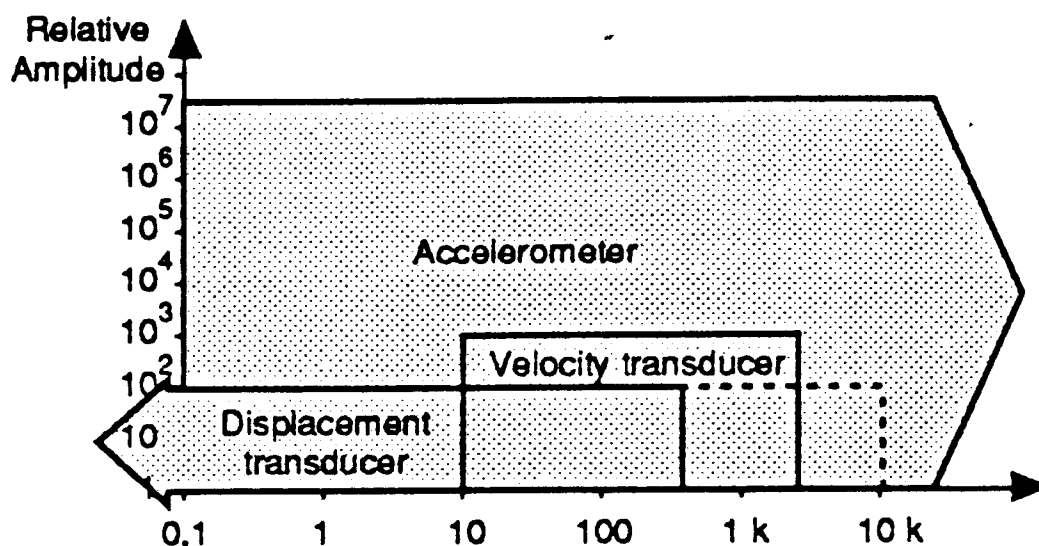
Při výběru druhu snímače, při současném stavu techniky, není nutné brát ohled na druh analyzátoru. Např. při použití piezoelektrických snímačů je napětí úměrné zrychlení kmitání, po zařazení integračního obvodu za snímač dostaneme signál úměrný rychlosti pohybu, po zařazení dvou integračních obvodů získáme signál úměrný výchylce. Při výběru proto uvažujeme pouze následující hlediska (liter.č.5):

1) Nejdůležitější při výběru snímače je jeho frekvenční rozsah, který musí být větší než je požadovaný měřený rozsah.

(viz obr.č.6)

2) Totéž platí i pro dynamický rozsah.

3) Dalším hlediskem je pokud možno co nejmenší hmotnost snímače, která by mohla ovlivnit tuhost nebo tlumení zkoumaného objektu. Hmotnost snímače může být příčinou podstatných změn místních rezonancí.



obr.č.6 - volba snímače

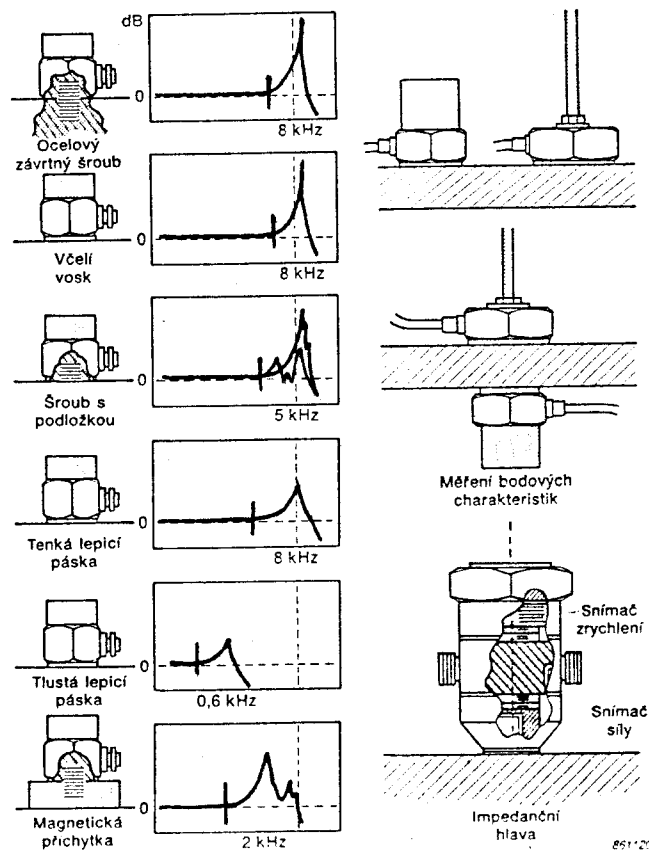


### 3.3.1. Směrová citlivost snímače

Zrychlení, které měříme, je vektorová fyzikální veličina, a nás zajímá kromě její velikosti i její směr. Proto je i směrová citlivost důležitou vlastností snímače. Hlavní osa snímače bývá obvykle osou symetrie. Ve směru kolmém však vykazují snímače rovněž určitou citlivost, která bývá v porovnání s citlivostí ve směru hlavní osy menší než 1-2% tj. asi o 40 dB nižší (liter.č.8).

### 3.3.2. Upevnění snímače

Způsob upevnění snímačů může velmi ovlivnit přesnost měření vibrací. Všeobecně lze říci, že čím volněji nebo měkčeji se snímač upevní tím menší je frekvenční rozsah snímače daný rezonančním kmitočtem. Pro pochopení bude v následujícím odstavci vysvětlen kmitočtový průběh snímače zrychlení. Pracovní oblast frekvencí je na nízkých kmitočtech omezena především dolním mezním kmitočtem užitého předzesilovače. Omezení v oblasti nízkých kmitočtů je způsobeno rovněž změnami teploty prostředí. Omezení frekvenční oblasti vyšších kmitočtů je způsobeno rezonancí mechanického systému snímače. Největší vliv na horní mezní kmitočet má však způsob upevnění snímače. Pro přehled je uvedeno několik základních způsobů upevnění snímačů s určením pracovního rozsahu pro daný druh spojení (viz tabulka č.1). Viz liter.č.3.



tabulka č.1 - způsoby upevnění snímače

### 3.4. Vliv upevnění vodiče

Při nevhodném upevnění vodiče může dojít k tzv. triboelektrickému šumu, který je způsoben lokálními změnami kapacity. Vzniká při stlačování a roztahování jednotlivých vrstev koaxiálního kabelu, který je vystaven intenzivním vibracím. Proto platí obecně zásada, že vodiče by měly být připevněny po celé délce, aby nemohlo dojít k samovolnému chvění vodiče (liter.č.3).

### 3.5. Stanovení frekvencí možných zdrojů vibrací

Příčina závady	Kmitočty převládajících složek [Hz]	Poznámka
Nevyváženost rot.hmot	1 * počet ot/s	běžná příčina silného chvění
Nesouosost a ohyb hřídelů	obvykle 1 * ot/s často 2 * ot/s	
Vadná valivá ložiska	kmitočty rázů jednotlivých součástí ložiska	nerovn.hladiny chvění, rázy
Uvolněná rad. ložiska	subharmonické 1/2 a 1/3 * ot/s	
Hysterézní viření	kritická rychlost otáčení hřídele	vybuzeno při přechodu fikrit
Opotřeбенá ozubená kola	zubové kmitočty	postranní pásma zubových kmit.
Mechanické vůle	2 * ot/s	
Poškozené řemen.přev.	1,2,3 * frekvence řemenu	
Nevyvážené síly	1 * ot/s a vyšší násobky	
Elektrické induk.chvění	1,2 * synchronní kmitočty	Možná modulace 1,2 * skluz

tabulka č.2 - stanovení frekvencí zdrojů kmitání  
Informace je čerpána z literatury č.6 a 7.

## 4. Příprava měření

### 4.1. Popis měřicího zařízení

Při měření bylo použito výhradně zařízení firmy Brüel&Kjaer.

Měřicí zařízení lze rozdělit na dvě skupiny:

- 1) Zařízení použité při samotném měření.
- 2) Zařízení použité při vyhodnocování výsledků.

#### 4.1.1. Zařízení použité při měření

1) Snímače - s ohledem na výše uvedená fakta při výběru snímače byly vybrány snímače piezoelektrické typu 4384 provedení Delta Shear. Pro přehled jsou uvedeny technické údaje nejpoužívanějších typů snímačů zrychlení:

Typ snímače	Frekv.rozsah [Hz]	Rezon.kmitočet [kHz]	Hmotnost [g]
4371,4384	0.1-12600	42	11
4382,4383	0.1-8400	28	17
4370,4381	0.1-4800	16	54,43
4393	0.1-1650	55	2.4
4378,4379	0.1-3900	13	175

tabulka č.3 - technické údaje snímačů

2) Záznamový magnetofon - typové označení 7007

Jako záznamové médium je použita magnetofonová páska šíře 6.3 mm. Dosahovaný kmitočtový rozsah pro zvolenou vyšší rychlost 0-12500 Hz. Odstup signálu od šumu 44 dB při nosném kmitočtu 54 kHz.

3) Analyzátor chvění 2515 - je přenosný bateriový úzkopásmový analyzátor, určený k měření, analýze a hodnocení mechanického chvění.

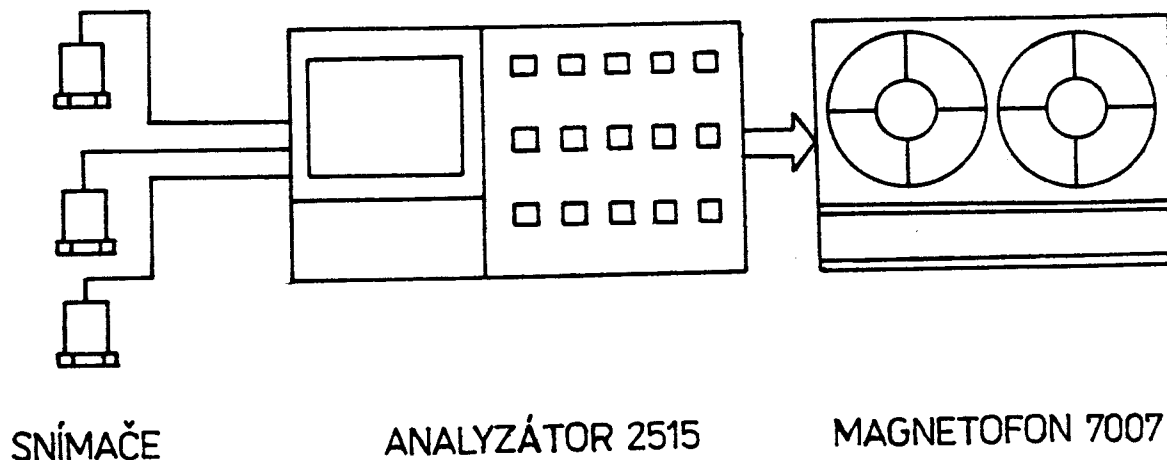
Možnosti: - kmit. rozsah 0.3-20000 Hz (lin)

- max. rozlišitelnost 400 mHz

- dynamický rozsah 60 dB

- možnost keprstrální analýzy

obr.č.7 - schema měřícího zařízení



#### 4.1.2. Zařízení použité při vyhodnocování výsledků

1) Magnetofon 7007 - slouží jako zdroj dat pro analyzátor.

2) Dvoukanalový analyzátor 2034 - založený na rychlé Fourierově transformaci, obsahuje číslicová zařízení se dvěma mikroprocesory a umožňuje zpracování a analýzu v reálném čase.

Možnosti: - kmit. rozsah 0-25.6 kHz

- max. rozlišitelnost od 2 mHz do 32 Hz

- dynamický rozsah 80 dB

- lin.-log. volba obou os

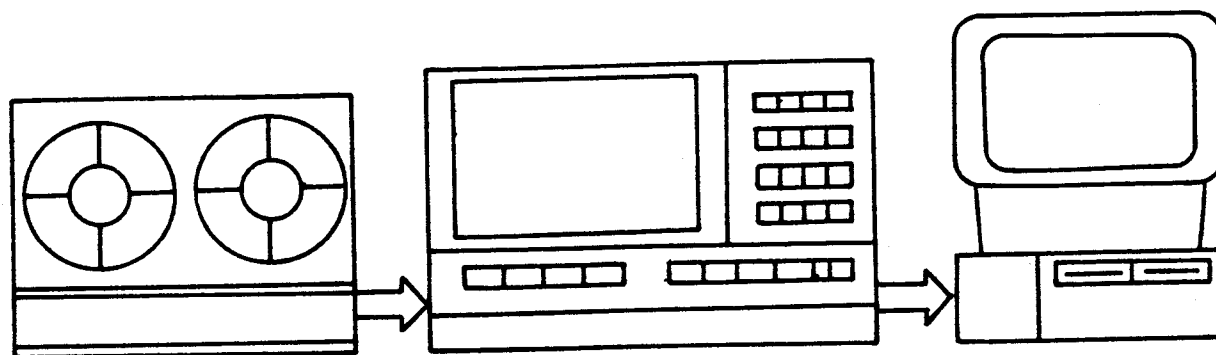
- automatický výpočet celkového výkonu i v pásmu

3) Počítač kompatibilní s IBM PC AT/XT nebo HP 200/300 + potřebný software.

4) Souřadnicový zapisovač - slouží ke grafickému znázornění

dat.

obr.č.8 - schema vyhodnocovacího zařízení



MAGNETOFON 7007

ANALYZÁTOR 2034

POČÍTAČ

#### 4.2. Stanovení parametrů měření

##### 4.2.1. Stanovení frekvenčního rozsahu

Velikost frekvenčního rozsahu byla stanovena od 0-1600 Hz s ohledem na hygienické normy a rozšířena s ohledem na možnosti lepšího vyhodnocení (modulace kolem zubových frekvencí).

##### 4.2.2. Stanovení měřicích míst

Pro možnost porovnávání výsledkům měření byl umístěn jeden snímač na ukotvení sedačky. Pro umístění ostatních snímačů bylo nutno provést předběžnou analýzu možných zdrojů vibrací. Pro zjednodušení měření jsou snímány vibrace pouze ve vertikálním směru. Na základě tohoto předběžného rozboru byla navržena tato měřicí místa:

- 1) Na bloku motoru v místě spojení s převodovkou.

2) Na zadní nápravě na nálitku pro připojení zátěžové regulace brzd.

3) Na pravém podélníku rámu v blízkosti 2.příčky rámu

4) V kabině na konzole sedačky.

Schema umístění snímačů viz obr.č.7.

#### 4.3. Rozbor pohonu vozu LIAZ

1) LIAZ 151.261 - Dvounápravový sklápěč s pohonem na obě nápravy s možností vypnutí předního náhonu. Ve vozidle je umístěn 6-ti válec MŠ-640F a převodovka Praga 10P80. Přenos momentu od převodovky k nápravám je zajištěn pomocí spojovacího hřídele. V obou nápravách je diferenciál s konstantním převodem  $i_d=17/32$ .

a) Motor LIAZ MŠ-640F: max. výkon - 212.5 kW  
max. otáčky - 2200 min<sup>-1</sup>  
max. krout.moment - 1170 Nm

b) Pevodovka Praga 10P80: počet rychlostí vpřed - 10  
počet rychlostí vzad - 2

c) Zadní hnací náprava: kolová redukce  $i_r=3.33$

d) Přední hnací náprava: při měření byla vypnutá

e) Spojovací hřídel: úhel zalomení - 11.5°  
délka - 1285 mm  
sklon výstupu z přev.- 3°  
sklon vstupu do ZN - 2°

f) Hmotnost: pohotovostní - 7700 kg  
užitečná - 9300 kg  
celková - 17000 kg

g) Pérování: vzadu - podélná půleliptická pera  
vpředu - podélná půleliptická pera

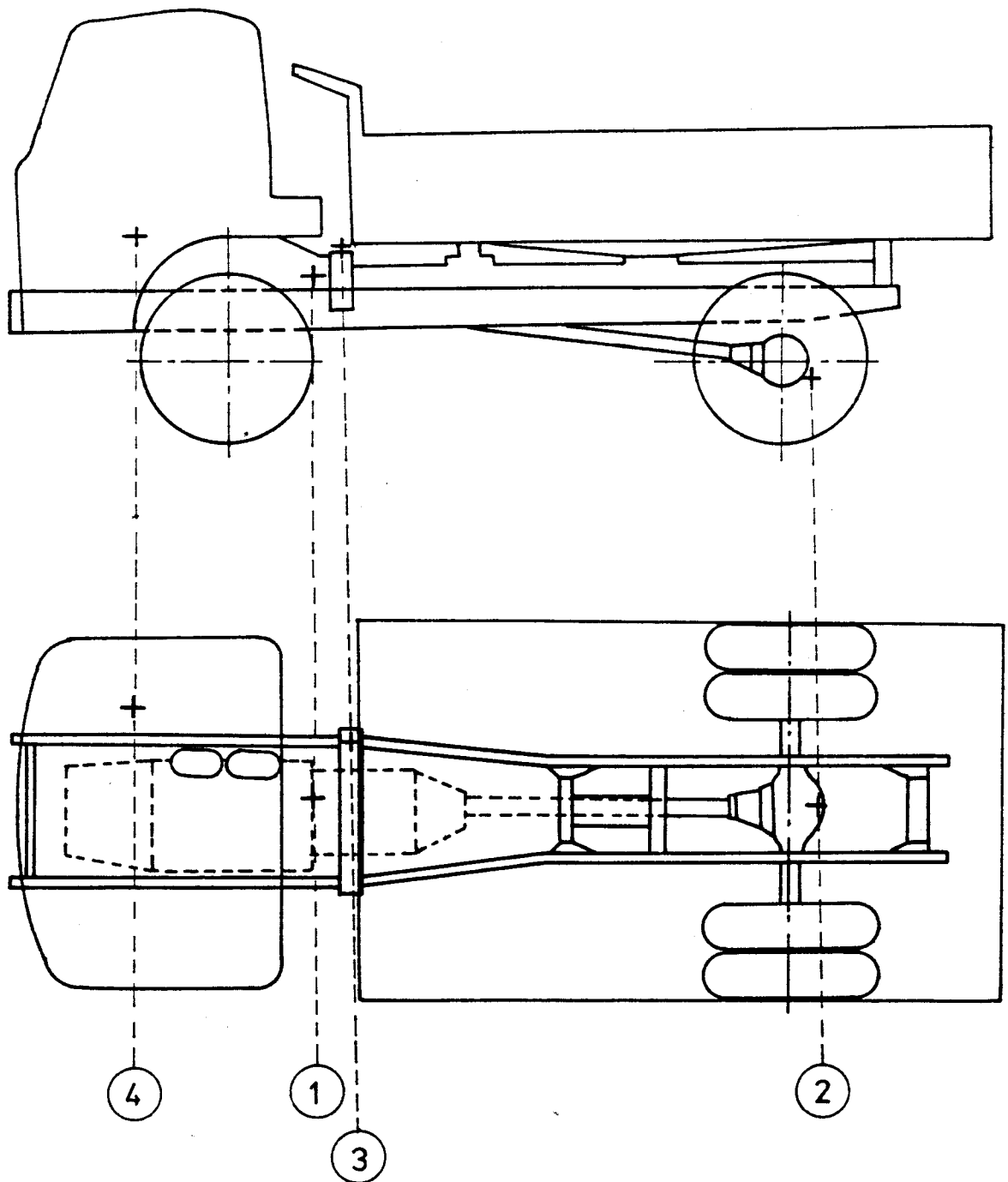
h) Pneu: 11.00 R 20 PR ALL STEEL

2) LIAZ 251.261 - Dvounápravový sklápěč s pohonem na obě nápravy s možností vypnutí předního náhonu. Ve vozidle je umístěn 6-ti válec M1.2-640F a převodovka Praga 10P80. Přenos momentu od převodovky k nápravám je zajištěn pomocí kardanova hřídele. V obou nápravách je diferenciál s konstantním převodem  $i_a=19/33$ .

- a) Motor LIAZ M1.2-640F: max. výkon - 212.5 kW  
max. otáčky - 2200 min<sup>-1</sup>  
max. krout.moment - 1170 Nm
- b) Pevodovka Praga 10P80: viz.1)
- c) Zadní hnací náprava: kolová redukce  $i_r=3.33$
- d) Přední hnací náprava: viz.1)
- e) Spojovací hřídel: úhel zalomení - 10°  
délka - 1435 mm  
sklon výstupu z přev.- 4°  
sklon vstupu do ZN - 2°
- f) Hmotnost: pohotovostní - 7700 kg  
užitečná - 9300 kg  
celková - 17000 kg
- g) Pérování: vzadu - podélná půleliptická pera  
vpředu - podélná půleliptická pera
- h) Pneu: 11.00 R 20 PR ALL STEEL

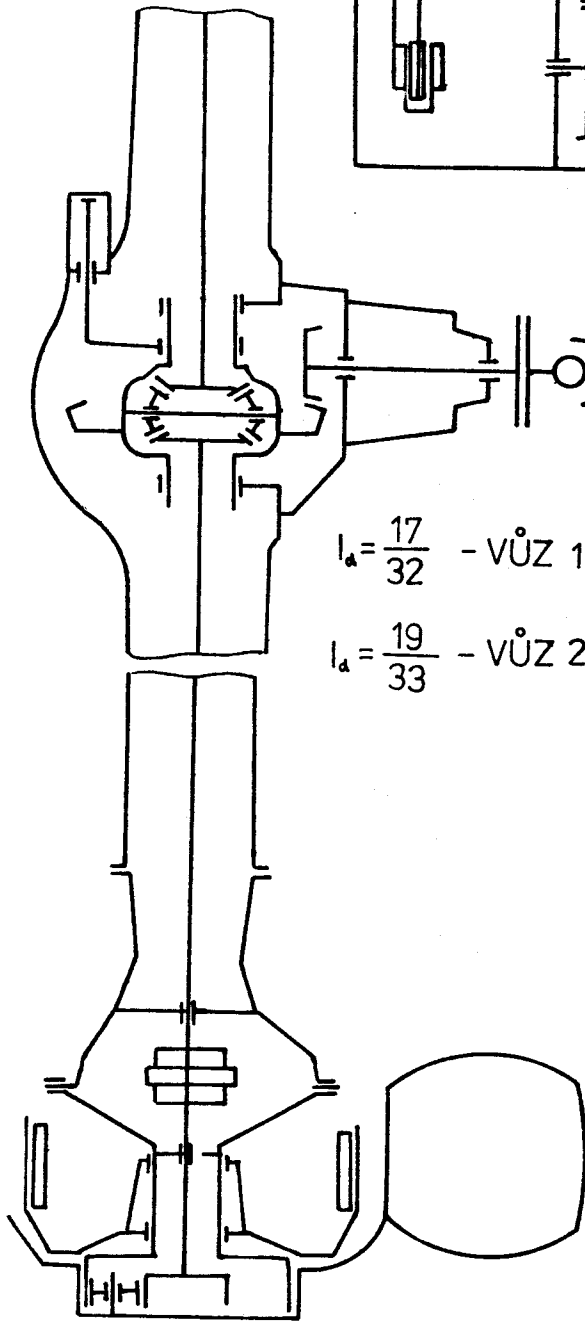
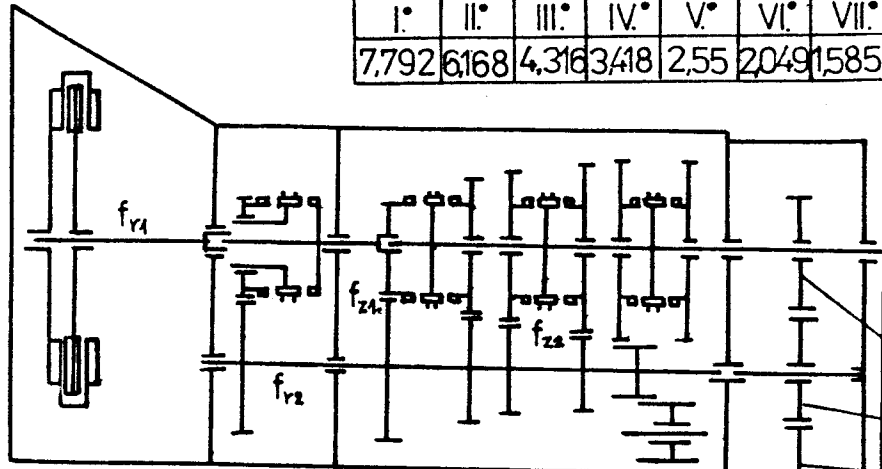


obr. 8.9 - schema umístění snímačů



10P80,88

I°	II°	III°	IV°	V°	VI°	VII°
7,792	6,168	4,316	3,418	2,55	2,049	1,585

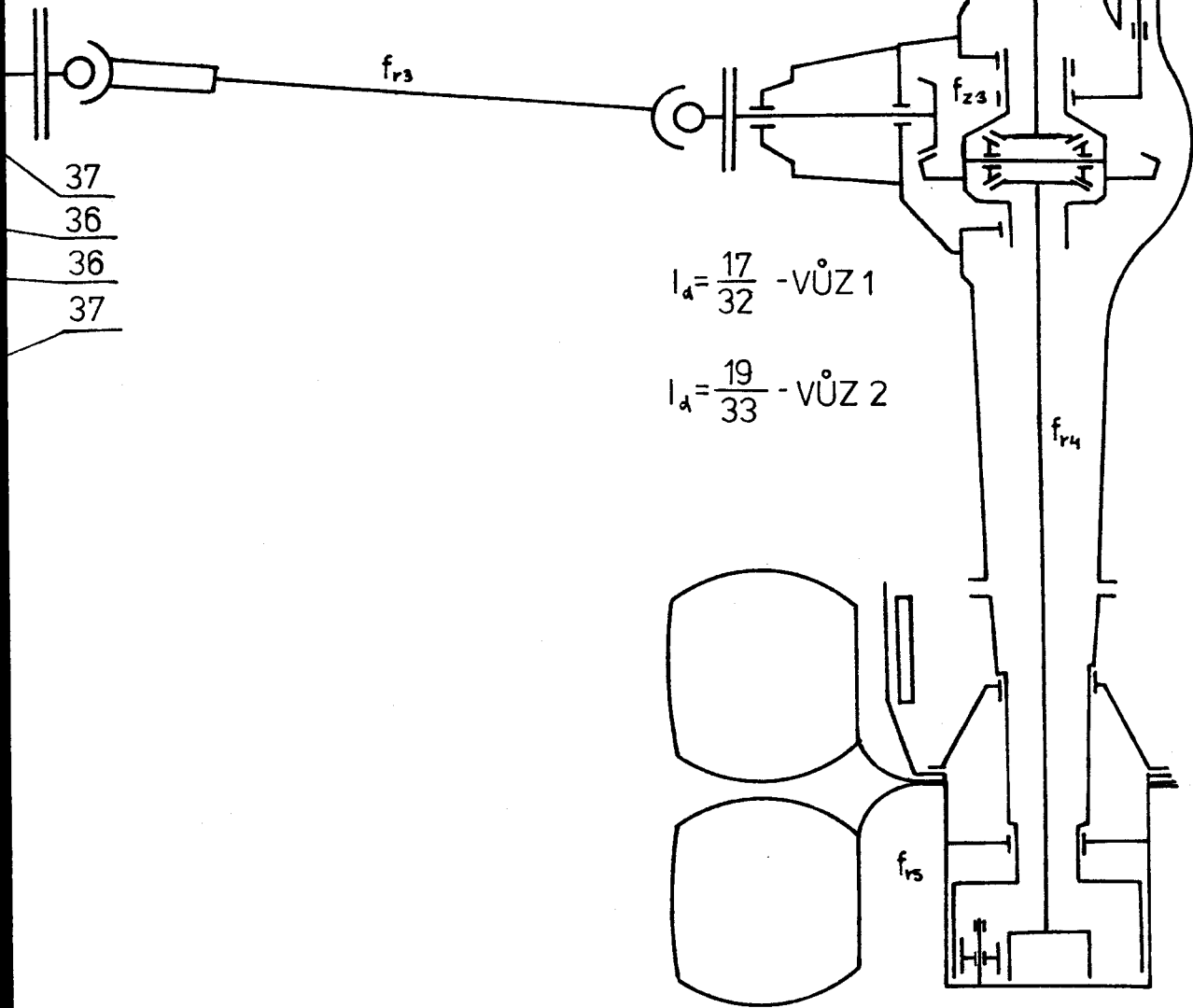


$$I_a = \frac{17}{32} - V_{\dot{U}Z} 1$$

$$I_a = \frac{19}{33} - V_{\dot{U}Z} 2$$

$$I_r = 1 + \frac{56}{24}$$

VIII°	IX°	X°	Z.	ZR
1,254	1	0,791	7,235	5,722



- 37
- 36
- 36
- 37

$$I_d = \frac{17}{32} - V\dot{U}Z 1$$

$$I_d = \frac{19}{33} - V\dot{U}Z 2$$

$$I_r = 1 + \frac{56}{24}$$

#### 4.4. Stanovení režimů měření

Při stanovení režimů měření se vyšlo z předpokladu, že oblast nepříjemných vibrací v kabině se projevuje okolo otáček 1800-1900 min<sup>-1</sup> a při rychlostech 4 velká a 5 malá. (Tato informace byla získána na základě subjektivního vnímání řidičů). Pro zkušební vozy byly stanoveny tyto režimy:

Režim	ot.motoru [min <sup>-1</sup> ]	Rychl.stupeň	Typ vozu	Rychlost vozu [km/h]
A	1500	4V	V1	38
B	1800	4V	V1	47
C	2150	4V	V1	55
D	1900	5M	V1	60
E	2150	5M	V1	68
F	2150	5V	V1	85
G	1500	4V	V2	41
H	1800	4V	V2	50

V1 - vůz LIAZ 151.261      V2 - vůz LIAZ 251.261

tabulka č.4 - režimy měření

#### 4.5. Výpočet základních frekvencí

Pro měření byly vypočteny tyto základní rotorové a zubové frekvence, viz. obr.schema pohonu vozu LIAZ

$$f_{r1} = n_1 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

$$f_{z1} = n_1 * z_1 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (5)$$

$z_1$  - počet zubů ozubeného kola

## ROTOROVÉ A ZUBOVÉ FREKVENCE

Měření : A  
 Otáčky motoru : 1500min<sup>-1</sup>  
 Rychlostní stupeň: 4 velká  
 Typ vozu : LIAZ 151.261

	fm	2*fm	3*fm	4*fm	5*fm	6*fm
fr1	25	50	75	100	125	150
fr2	13.0952	26.1905	39.2857	52.381	65.4762	78.5714
fr3	19.9283	39.8565	59.7848	79.713	99.6413	119.57
fr4	10.5869	21.1738	31.7607	42.3475	52.9344	63.5213
fr5	3.17607	6.35213	9.5282	12.7043	15.8803	19.0564
fz1	550	1100	1650	2200	2750	3300
fz2	458.333	916.667	1375	1833.33	2291.67	2750
fz3	338.78	677.561	1016.34	1355.12	1693.9	2032.68

## ROTOROVÉ A ZUBOVÉ FREKVENCE

Měření : B  
 Otáčky motoru : 1800min<sup>-1</sup>  
 Rychlostní stupeň: 4 velká  
 Typ vozu : LIAZ 151.261

	fm	2*fm	3*fm	4*fm	5*fm	6*fm
fr1	30	60	90	120	150	180
fr2	15.7143	31.4286	47.1429	62.8571	78.5714	94.2857
fr3	23.9139	47.8278	71.7417	95.6556	119.57	143.483
fr4	12.7043	25.4085	38.1128	50.8171	63.5213	76.2256
fr5	3.81128	7.62256	11.4338	15.2451	19.0564	22.8677
fz1	660	1320	1980	2640	3300	3960
fz2	550	1100	1650	2200	2750	3300
fz3	406.536	813.073	1219.61	1626.15	2032.68	2439.22

ROTOROVÉ A ZUBOVÉ FREKVENCE

Měření : E  
 Otáčky motoru : 2150min<sup>-1</sup>  
 Rychlostní stupeň: 5 malá  
 Typ vozu : LIAZ 151.261

	fm	2*fm	3*fm	4*fm	5*fm	6*fm
fr1	35.8333	71.6666	107.5	143.333	179.167	215
fr2	0	0	0	0	0	0
fr3	35.8333	71.6666	107.5	143.333	179.167	215
fr4	19.0364	38.0729	57.1093	76.1458	95.1822	114.219
fr5	5.71093	11.4219	17.1328	22.8437	28.5547	34.2656
fz1	0	0	0	0	0	0
fz2	0	0	0	0	0	0
fz3	609.166	1218.33	1827.5	2436.66	3045.83	3655

ROTOROVÉ A ZUBOVÉ FREKVENCE

Měření : F  
 Otáčky motoru : 2150min<sup>-1</sup>  
 Rychlostní stupeň: 5 velká  
 Typ vozu : LIAZ 151.261

	fm	2*fm	3*fm	4*fm	5*fm	6*fm
fr1	35.8333	71.6667	107.5	143.333	179.167	215
fr2	14.8577	29.7154	44.5732	59.4309	74.2886	89.1463
fr3	45.2933	90.5867	135.88	181.173	226.467	271.76
fr4	24.0621	48.1242	72.1863	96.2483	120.31	144.373
fr5	7.21863	14.4373	21.6559	28.8745	36.0931	43.3118
fz1	788.333	1576.67	2365	3153.33	3941.67	4730
fz2	769.563	1539.13	2308.69	3078.25	3847.82	4617.38
fz3	769.563	1539.13	2308.69	3078.25	3847.82	4617.38

## ROTOROVÉ A ZUBOVÉ FREKVENCE

Měření : G  
 Otáčky motoru : 1500min<sup>-1</sup>  
 Rychlostní stupeň: 4 velká  
 Typ vozu : LIAZ 251.261

	fm	2*fm	3*fm	4*fm	5*fm	6*fm
fr1	25	50	75	100	125	150
fr2	13.0952	26.1905	39.2857	52.381	65.4762	78.5714
fr3	19.9283	39.8565	59.7848	79.713	99.6413	119.57
fr4	11.4738	22.9477	34.4215	45.8954	57.3692	68.8431
fr5	3.44215	6.88431	10.3265	13.7686	17.2108	20.6529
fz1	550	1100	1650	2200	2750	3300
fz2	458.333	916.667	1375	1833.33	2291.67	2750
fz3	378.637	757.274	1135.91	1514.55	1893.18	2271.82

## ROTOROVÉ A ZUBOVÉ FREKVENCE

Měření : H  
 Otáčky motoru : 1800min<sup>-1</sup>  
 Rychlostní stupeň: 4 velka  
 Typ vozu : LIAZ 251.261

	fm	2*fm	3*fm	4*fm	5*fm	6*fm
fr1	30	60	90	120	150	180
fr2	15.7143	31.4286	47.1429	62.8571	78.5714	94.2857
fr3	23.9139	47.8278	71.7417	95.6556	119.57	143.483
fr4	13.7686	27.5372	41.3058	55.0745	68.8431	82.6117
fr5	4.13058	8.26117	12.3918	16.5223	20.6529	24.7835
fz1	660	1320	1980	2640	3300	3960
fz2	550	1100	1650	2200	2750	3300
fz3	454.364	908.729	1363.09	1817.46	2271.82	2726.19

## 5. Popis měření

Měření kmitání vozů LIAZ bylo uskutečněno dne 4.5.1990 na le-  
tištní dráze v Hoškovicích u Mnichova Hradiště. K dispozici  
byly dva vozy typu 151.261 a 251.261. Při měření bylo sluneč-  
no, bezvětří, teplota 26°C. Měření se zúčastnili pracovníci  
diagnostického pracoviště ČEZ-OKE Ostrava a zkušební technik  
s.p.LIAZ p.Kotátko. Umístění snímačů bylo provedeno dle ná-  
vrhu kap. 4.2.2.- Stanovení měřicích míst. Zkoušky proběhly  
bez užitečného zatížení. Měření začalo zjištěním rezonančních  
oblastí pomocí metody rázového buzení. Následovalo samotné  
měření kmitání za provozu. Po změření prvních dvou režimů  
proběhla kontrola záznamu na analyzátoru B&K 2515. Zkouška pak  
pokračovala měřením kmitání podle stanovených režimů. Vyhod-  
nocení měření proběhlo v ČEZ-OKE Ostrava za pomoci pracovníků  
diagnostického pracoviště.

## 6. Výsledky měření

Při čtení výsledků je nutno si uvědomit, že měření proběhlo  
bez užitečného zatížení a počet režimů byl omezen (tři rych-  
lostní stupně v úzkém otáčkovém pásmu). Dále pak, že měření  
proběhlo na dvou vozech a to různých typů. Z toho vyplývá, že  
výsledky měření lze brát spíše jako orientační, sloužící pře-  
devším k naznačení jakým způsobem provádět analýzu kmitání  
vozů. Toto tvrzení lze podložit výzkumnými pracemi provedený-  
mi v podniku LIAZ, kde hodnoty celkových vibrací vozů stejné-  
ho typového označení kolísají v širokém rozsahu.



### 6.1. Rezonanční kmitočty měřicích míst

Před počátkem měření vibrací při jednotlivých režimech bylo provedeno měření ke zjištění rezonančních oblastí měřicích míst. Měření spočívá ve vybuzení rezonančního kmitání rázy (poklepem v místě uchycení snímače). Měřením na vozu 1 byly zjištěny spektra viz obr.č.10-13.

Charakter rezonančních oblastí lze popsat velikostí činitele jakosti, který se stanoví:

$$Q = f_R / (f_{R2} - f_{R1}) \quad (6)$$

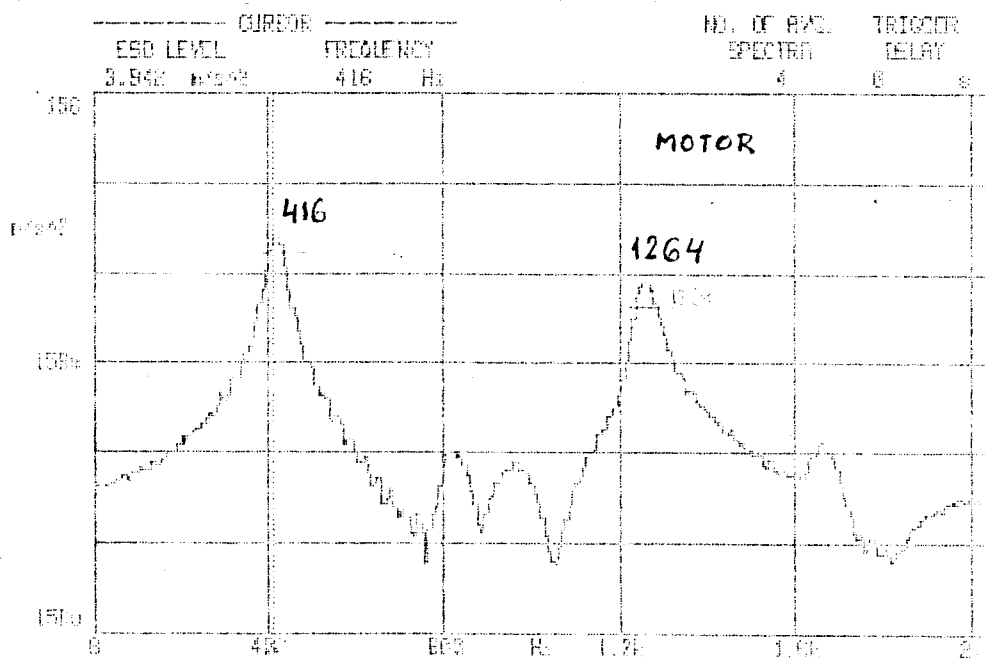
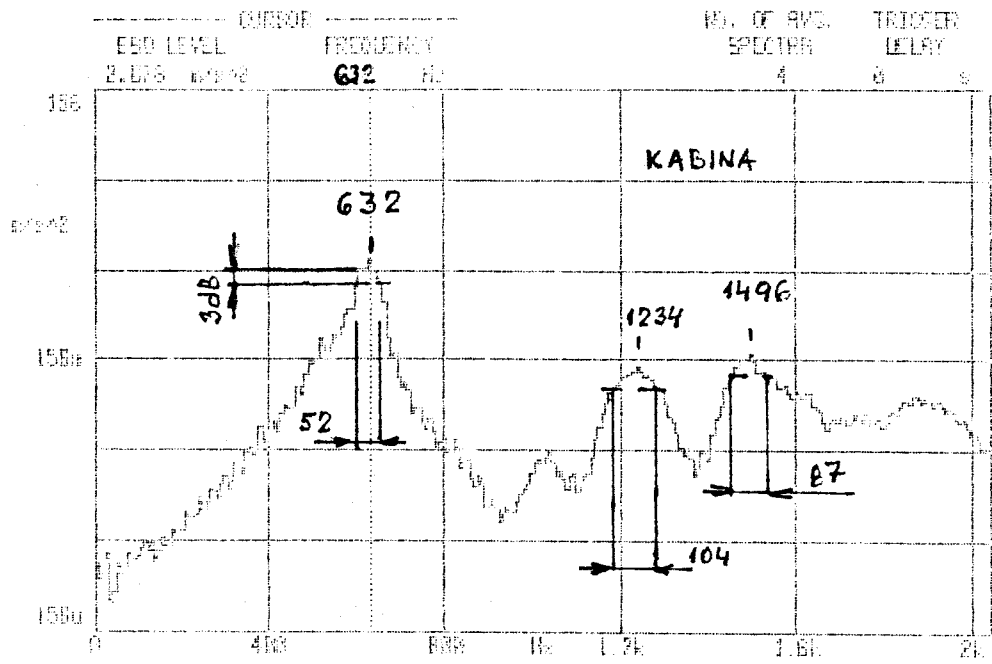
$f_R$  - rezonanční kmitočty

$f_{R1}, f_{R2}$  - kmitočty odvozené od  $f_R$ ; kde amplituda vibrací dosáhne hodnoty  $a_{0e1} * 0.707$ .

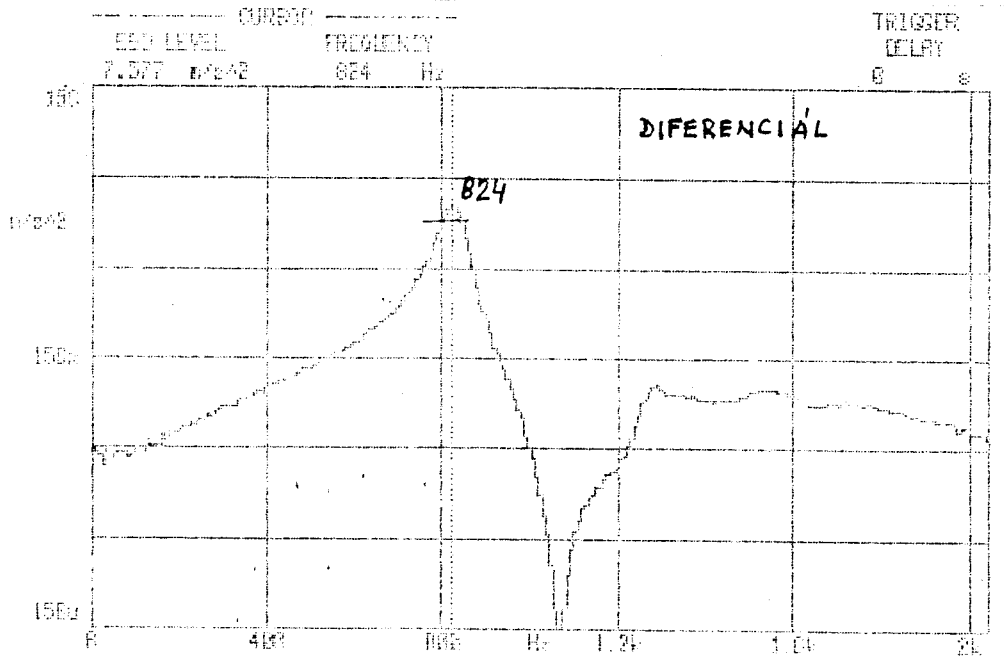
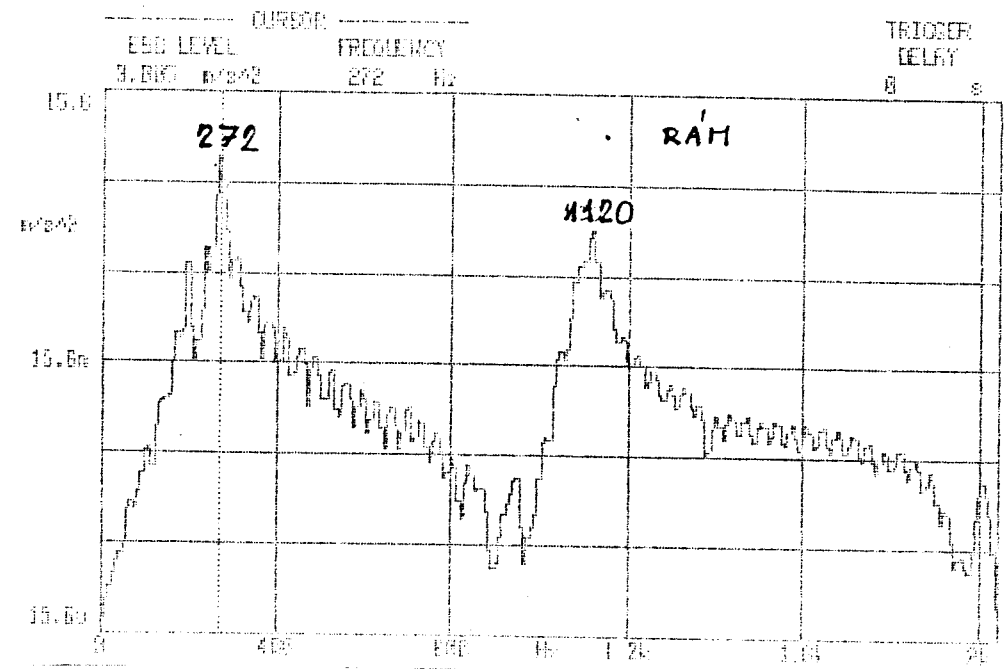
tabulka č.5 - hodnoty rezonančních oblastí

Místo měření	Vlastní frekvence [Hz]	Činitel jakosti Q [-]
kabina	632	12.2
	1234	11.9
	1496	17.2
motor	416	10.9
	1264	25.3
rám	272	8.7
	1120	23.0
diferenciál	824	16.9

obr. 8.10-11 - vlastní tvary kmitů v místě uchycení snímače



obr. 8.12-13 - vlastní tvary kmitů v místě uchycení snímače



## 6.2. Zjištění vlastních tvarů kmitů držáků snímačů

Měření za účelem zjištění vlastních tvarů kmitů držáků snímačů se uskutečnilo dne 19.5.1991. Podmětem pro uskutečnění měření byla nejistota, zda naměřené rezonanční oblasti ve spektru způsobuje rezonance držáku snímače nebo rezonance zadní nápravy. Držáky snímačů byly upnuty ke zkušebnímu stolu stejným způsobem jako při provozním měření. Poklepem, stejně jako u předcházejícího měření, bylo vybuzeno kmitání držáku snímače. Kmitání bylo zaznamenáno na analyzátor Brüel&Kjaer 2515. Při měření byl použit snímač typu 4382 viz tab. snímačů. Naměřená spektra nebyla ukládána, velikosti hodnot a frekvenci byly zaznamenány písemně. V tabulce jsou uvedeny frekvence s max. hodnotami zrychlení.

Měř.místo	č.m.	Max.hodnota [Hz]	Druhé max. [Hz]	Třetí max. [Hz]
ZN	1.	320	380	
	2.	770	380	
Motor	3.	430	1260	
	4.	420	1270	
Kabina	5.	360	650	1230

tabulka č.6 - rezonanční kmitočty měřicích míst

Při porovnání těchto hodnot a spekter rezonančních oblastí naměřených na letišti vidíme shodu v mnoha špičkových hodnotách. Lze tedy usuzovat, že naměřené rezonanční oblasti jsou způsobeny rezonancí držáku snímače. Rozptyl hodnot je dán tím, že po každém měření byl držák snímače odmontován a opět namontován. Tento postup byl zvolen z důvodu ověření vlivu upevnění na vlastní frekvence. V další části měření byly sni-

mače namontovány z druhé strany držáku. Výsledné hodnoty se pak výrazně odlišovaly od předcházejících hodnot. Z toho vyplývá jak velký vliv na vlastní tvary kmitů má upevnění snímače.

### 6.3. Analýza kmitání v kabině

Základním hlediskem pro posuzování úrovně vibrací jednotlivých vozidel je hodnota vibrací naměřená v kabině. Proto je hlavní snahou vývojových pracovníků dosažení co nejmenší hodnoty celkových vibrací měřených v kabině. Tato hodnota obsahuje složky vibrací od jednotlivých zdrojů. Při analýze kmitání se snažíme o odstranění vibrací od jednotlivých zdrojů, které se přenášejí do kabiny vozu. Tyto zdroje lze určit pomocí spektrální nebo keprální analýzy. Při spektrální analýze se zaměříme na určení nejvýraznějších špiček ve spektru pro jednotlivé režimy měření. Tyto špičkové hodnoty budou popsány velikostí zrychlení, frekvencí a určením harmonické, pokud se podaří identifikovat zdroj vibrací. Při spektrální analýze kabiny provedeme rozbor v oblasti 0-200 Hz tj. oblasti frekvencí s největším vlivem na člověka. Jako hodnotu pro porovnání jednotlivých měření je použita změřená hodnota celkového efektivního zrychlení kmitání :

$$a_{erT} = \sqrt{1/(t_2 - t_1) \int_{t_1}^{t_2} a_{er}^2(t) dt} \quad (7)$$

pro frekvenční rozsah  $f_1$  až  $f_2$  a časový interval  $t_1$  až  $t_2$

$a_{erT}$  - efektivní hodnota zrychlení

Tuto hodnotu můžeme nalézt v záhlaví protokolů pod názvem TOTAL pro frekvenční rozsah, který je uveden také v záhlaví.

Režim A:  $a_{e;rT} = 0.753 \text{ ms}^{-2}$

- 1)  $a=0.17 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=40.5 \text{ Hz}$  ;  $fr3$  - rotorová frekv. kardanu  
2H - druhá harmonická
- 2)  $a=0.155 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=3.25 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr5$   
 $a=0.155 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=6.5 \text{ Hz}$  ; 2H -  $fr5$
- 3)  $a=0.1 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=25.5 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr1$   
 $a=0.07 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=140.25 \text{ Hz}$  ; 5.5H -  $fr1$

Režim C:  $a_{e;rT} = 1.04 \text{ ms}^{-2}$

- 1)  $a=0.4 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=108.75 \text{ Hz}$  ; 3H -  $fr1$   
 $a=0.14 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=90.625 \text{ Hz}$  ; 2.5H -  $fr1$
- 2)  $a=0.29 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=4.5 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr5$   
 $a=0.27 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=13.5 \text{ Hz}$  ; 3H -  $fr5$
- 3)  $a=0.16 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=116 \text{ Hz}$  ; 4H -  $fr3$   
 $a=0.15 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=58 \text{ Hz}$  ; 2H -  $fr3$

Režim D:  $a_{e;rT} = 1.03 \text{ ms}^{-2}$

- 1)  $a=0.25 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=5 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr5$   
 $a=0.13 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=10 \text{ Hz}$  ; 2H -  $fr5$
- 2)  $a=0.215 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=64 \text{ Hz}$  ; 2H -  $fr3$   
 $a=0.12 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=128 \text{ Hz}$  ; 4H -  $fr3$
- 3)  $a=0.215 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=17 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr4$

Režim E:  $a_{\text{eff}} = 1.34 \text{ ms}^{-2}$

- 1)  $a=0.593 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=146 \text{ Hz}$  ; 4H -  $fr_1=fr_3$   
 $a=0.33 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=109.5 \text{ Hz}$  ; 3H -  $fr_1=fr_3$
- 2)  $a=0.28 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=11.5 \text{ Hz}$  ; 2H -  $fr_5$   
 $a=0.147 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=5.75 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr_5$
- 3)  $a=0.162 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=19.5 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr_4$

Režim H:  $a_{\text{eff}} = 0.355 \text{ ms}^{-2}$

- 1)  $a=0.192 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=14.25 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr_4$
- 2)  $a=0.175 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=4.25 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr_5$   
 $a=0.14 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=8.5 \text{ Hz}$  ; 2H -  $fr_5$
- 3)  $a=0.17 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=186 \text{ Hz}$  ; 6H -  $fr_1$   
 $a=0.11 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=93 \text{ Hz}$  ; 3H -  $fr_1$   
 $a=0.105 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=15.5 \text{ Hz}$  ; 0.5H -  $fr_1$
- 4)  $a=0.045 \text{ ms}^{-2}$  ;  $f=24.75 \text{ Hz}$  ; 1H -  $fr_3$

Hlavní zdroje kmitání lze názorně ukázat na spektrech. Tato spektra byla naměřena při režimu C ( $n=2150 \text{ min}^{-1}$  ; 4V ; V1). Na spektrech lze snadno vysledovat jednotlivé harmonické složky rotorových frekvencí  $fr_1, fr_3, fr_5$ . U ostatních rotorových frekvencí lze nalézt pouze výrazné první harmonické složky, v menší míře pak druhé harm. složky. Na dalším obrázku vidíme spektrum v rozsahu 0 - 1.6 kHz naměřené opět při režimu C. Zde můžeme názorně dokumentovat jak velký vliv na výsledky měření má umístění a vhodné uchycení snímače.

Porovnáme-li toto spektrum se spektrem rezonančních oblastí získaných poklepem vidíme výraznou shodu od frekvence 400 Hz výše. Lze usuzovat, že výrazné zvýšení úrovně kmitání při frekvencích 500 - 800 Hz je dáno rezonancí držáku snímače, tedy nevhodným upevněním snímače. Pro objektivitu měření je nutné provést odfiltrování vlivu rezonance držáku. Možností je provedení myšlenkového odečtu spektra rezonančních oblastí od spektra naměřených při jednotlivých režimech kde nám vylyne, že nejvýraznější oblast (tj. oblast s nejvyššími hodnotami zrychlení) se nachází v rozsahu frekvencí 0 - 300 Hz. Tento závěr podporují i zkušenosti zkušebních techniků v podniku LIAZ. Jako námitku proti tomuto postupu lze uvést, že hodnoty max. zrychlení spektra rezonančních oblastí mají větší hodnoty než naměřené provozní hodnoty. Toto lze vysvětlit tím, že velikost max. hodnot zrychlení na spektru rezonančních oblastí jsou dány silou úderu při rázovém buzení kladivkem. Další možností analýzy kmitání nám poskytne porovnání celkové úrovně kmitání v kabině při jednotlivých režimech měření. Jako nezávislý parametr zde byla vzata rychlost jízdy. Z průběhu obrázku č.14 vidíme, že hodnota  $a_{e,T}$  (0-1.6 kHz) plynule narůstá, jedinou odchylkou od předpokládaného průběhu je hodnota při režimu D. Odchylka není dána ani zařazeným rychlostním stupněm, jak by mohl někdo argumentovat, neboť režimy D a E jsou naměřeny při stejném rychlostním stupni. Z logické úvahy a ze zkušenosti vyplývá, že hodnoty  $a_{e,T}$  rostou s růstem otáček, tedy opačně než v našem případě. Jednou z možností pro objasnění je, že dochází k rozkmitání celé kabiny vlivem špatného uložení kabiny. Pro snazší pochopení je nutné uvést několik informací o uložení a odpružení kabiny. Vozy typu 151.261 a 251.261 patří mezi sklápěče se sklopnou kabinou směrem dopředu. Konstrukčně je to provedeno tak, že kabina je otočně uložena ve dvou závěsech pevně spojených s rámem v jeho přední části.

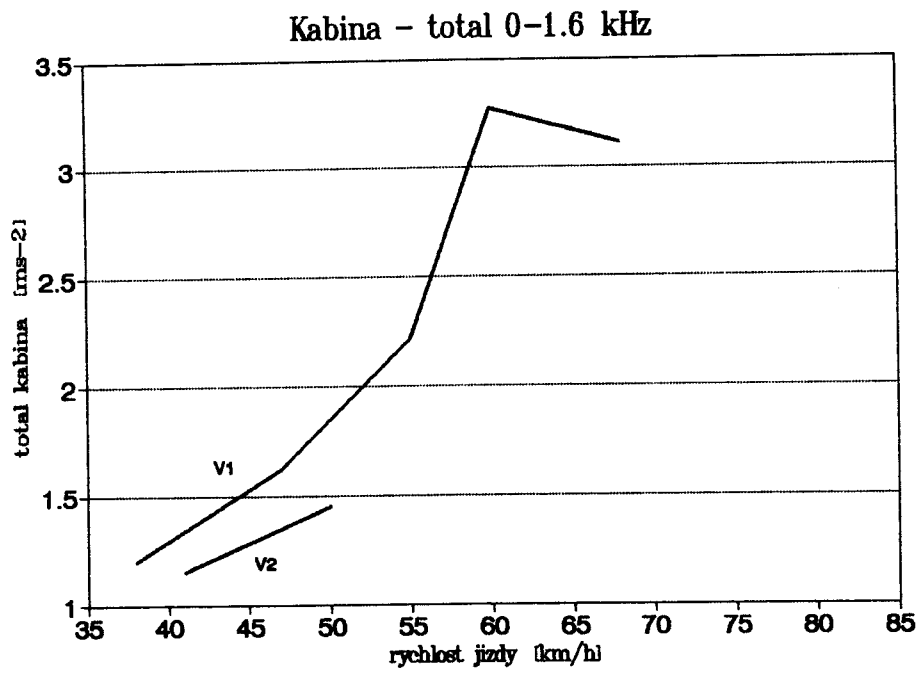


tabulka č.7 - hodnoty zrychlení naměřených v kabině

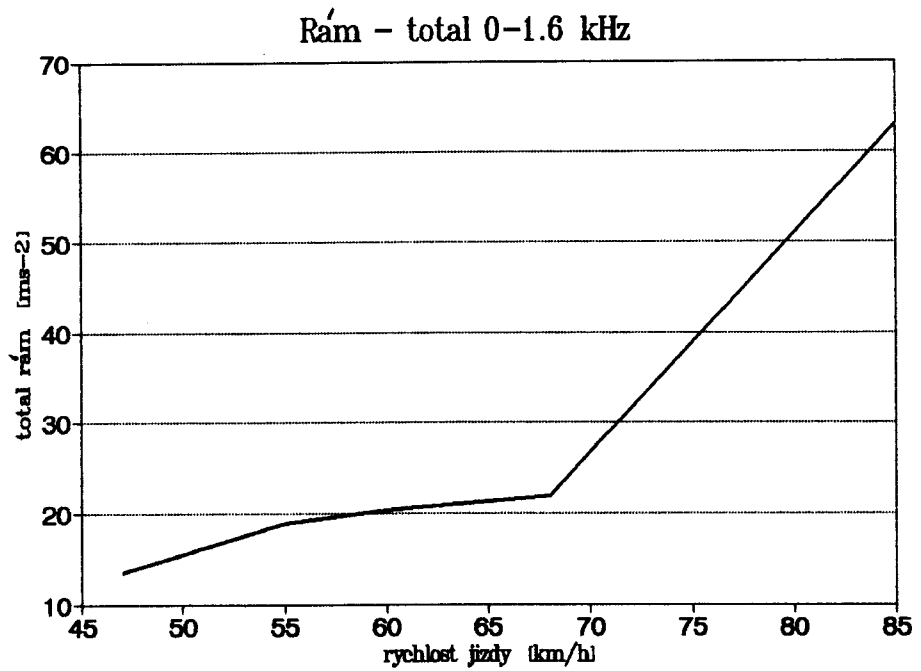
Režim	Rychlost km/h	TOTAL kabina 0-200 Hz [ms <sup>-2</sup> ]	TOTAL kabina 0-1.6 kHz [ms <sup>-2</sup> ]	TOTAL rám 0-1.6 kHz [ms <sup>-2</sup> ]
A	38	0.753	1.2.	-
B	47	-	1.62	13.5
C	55	1.04	2.22	19
D	60	1.03	3.27	20.5
E	68	1.34	3.11	22
F	85	-	-	63
G	48	-	1.15	-
H	56	0.855	1.45	-

Zadní část kabiny je odpružena pomocí silentbloků. Další důležitou informací je provedená modální analýza rámu ve s.p. LIAZ kde bylo zjištěno, že rám kmitá v šesti základních tvarech kmitů. Při měření uskutečněném podnikem LIAZ se potvrdilo, že převládajícím tvarem kmitů je dvojuzlové podélné kmitání, tj. kmitání s maximálními hodnotami amplitud mezi uzly a na koncích rámu, tedy v místě pevného spojení rámu s kabinou.

Podrobná frekvenční analýza rámu nebyla provedena a to z toho důvodu, že by bylo nutno provést velké množství měření, což bylo z technických a časových důvodů nereálné. Pro naše účely sloužil snímač umístěný na rámu k znázornění přenosu vibrací od zdrojů do kabiny. Závislost celkové úrovně kmitání v rozsahu frekvencí 0-1600 Hz si můžete prohlédnout na obrázku č.15. Při analýze budeme v následujících kapitolách používat označení  $f_{r1/k}$  - což značí k-tou harmonickou od frekvence  $f_{r1}$ .

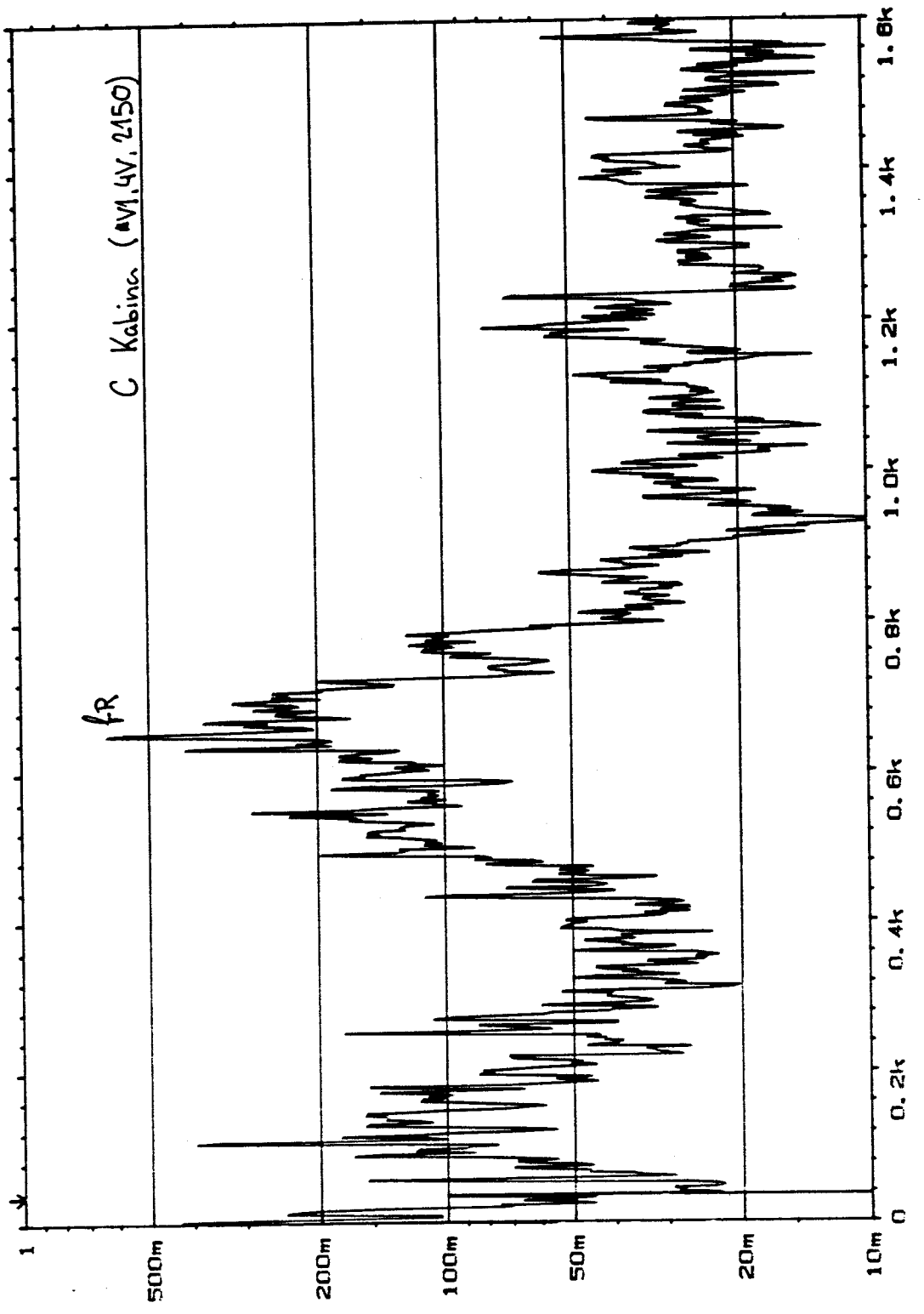


obr.č.14 - celková úroveň kmitání 0-1600 Hz KABINA

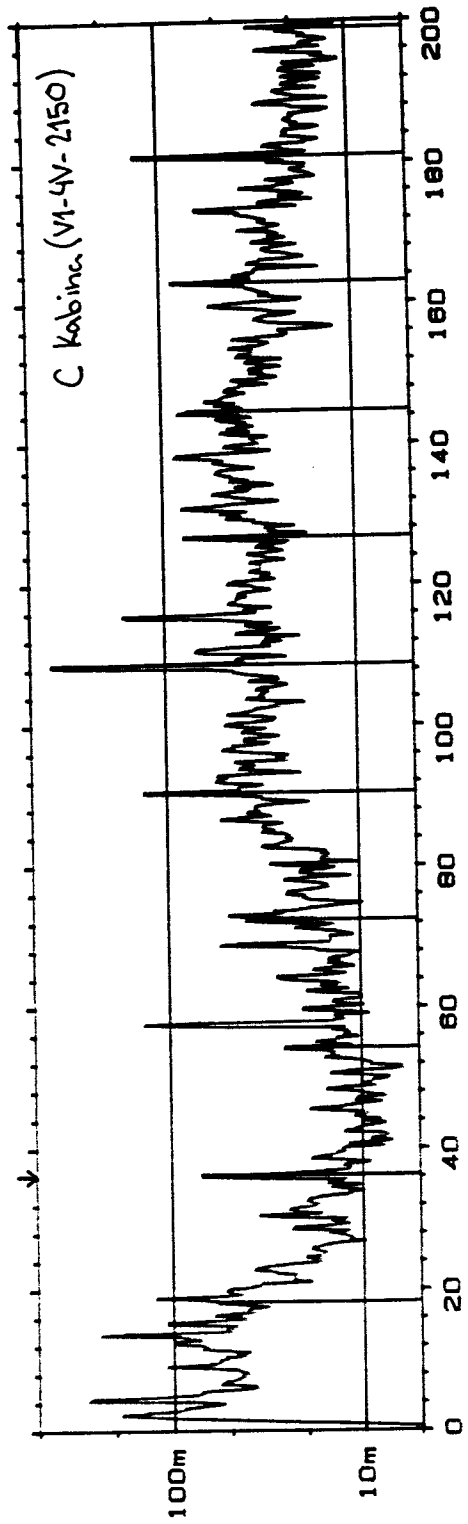


obr.č.15 - celková úroveň kmitání 0-1600 Hz RÁM

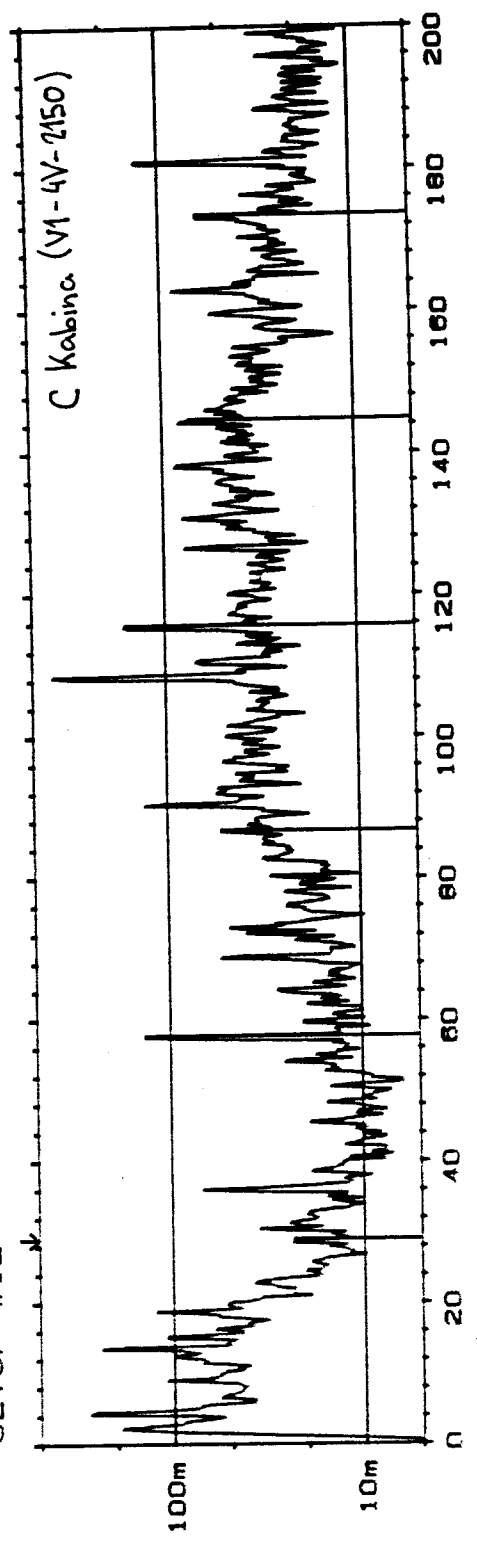
W19 AUTO SPEC CH. A [ ] INPUT  
 Y: 1.00U RMS 40dB LIN  
 X: 0Hz + 1.6kHz  
 SETUP W12 #A: 5\*  
 MAIN Y: 99.4mU  
 X: 36Hz  
 TOTAL: 2.22U



W19 AUTO SPEC CH. A [ ] INPUT  
 Y: 500mU RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz LIN  
 SETUP W12\* #A: 5  
 SIDB Y: 69.3mU  
 X: 36.25Hz  
 ΔX: 18.093750Hz  
 TOTAL: 1.04U



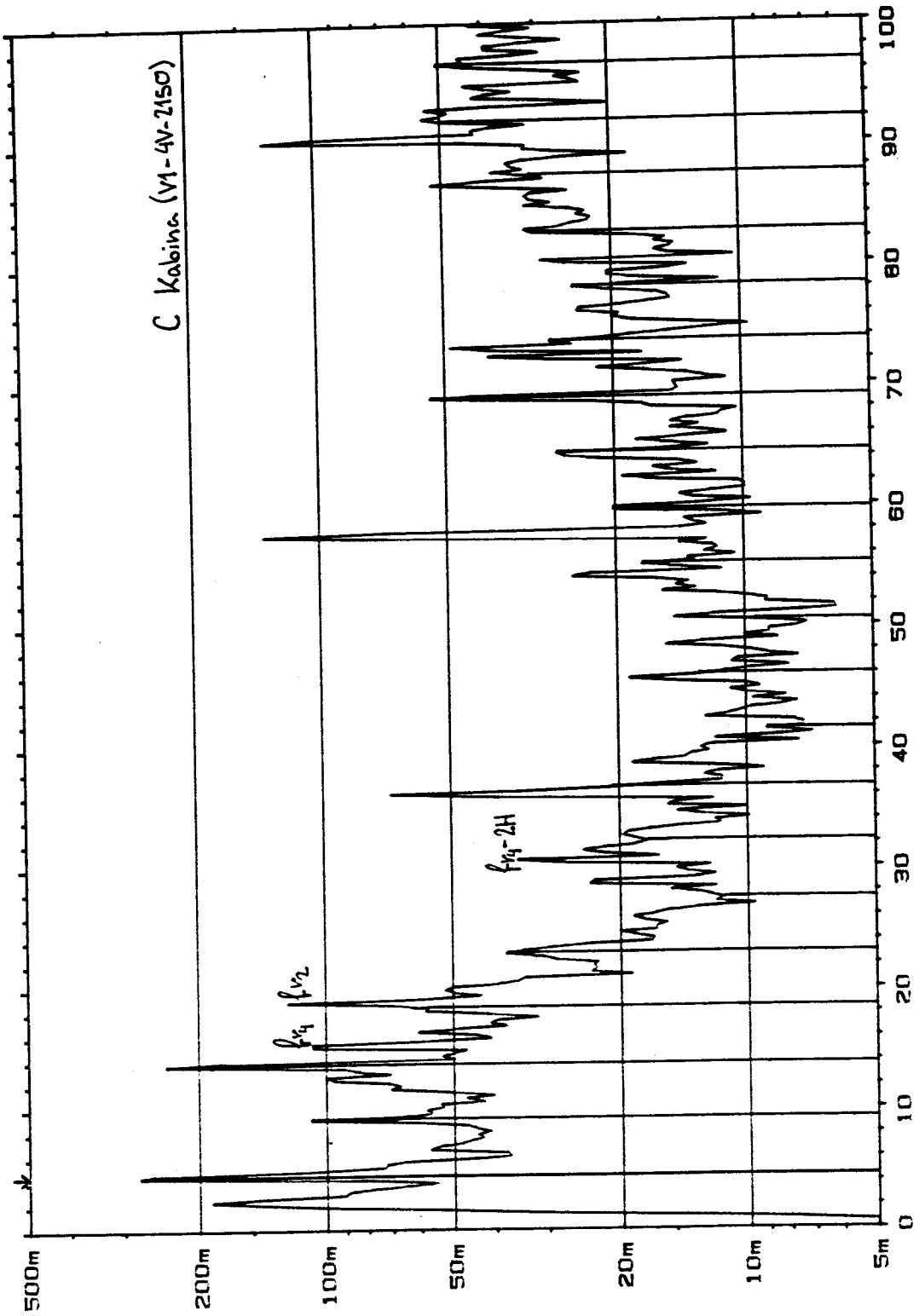
W1 AUTO SPEC CH. A  
 Y: 500mU RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz LIN  
 SETUP W12\* #A: 5  
 HARM Y: 23.0mU  
 X: 29.00Hz  
 ΔX: 28.929687Hz



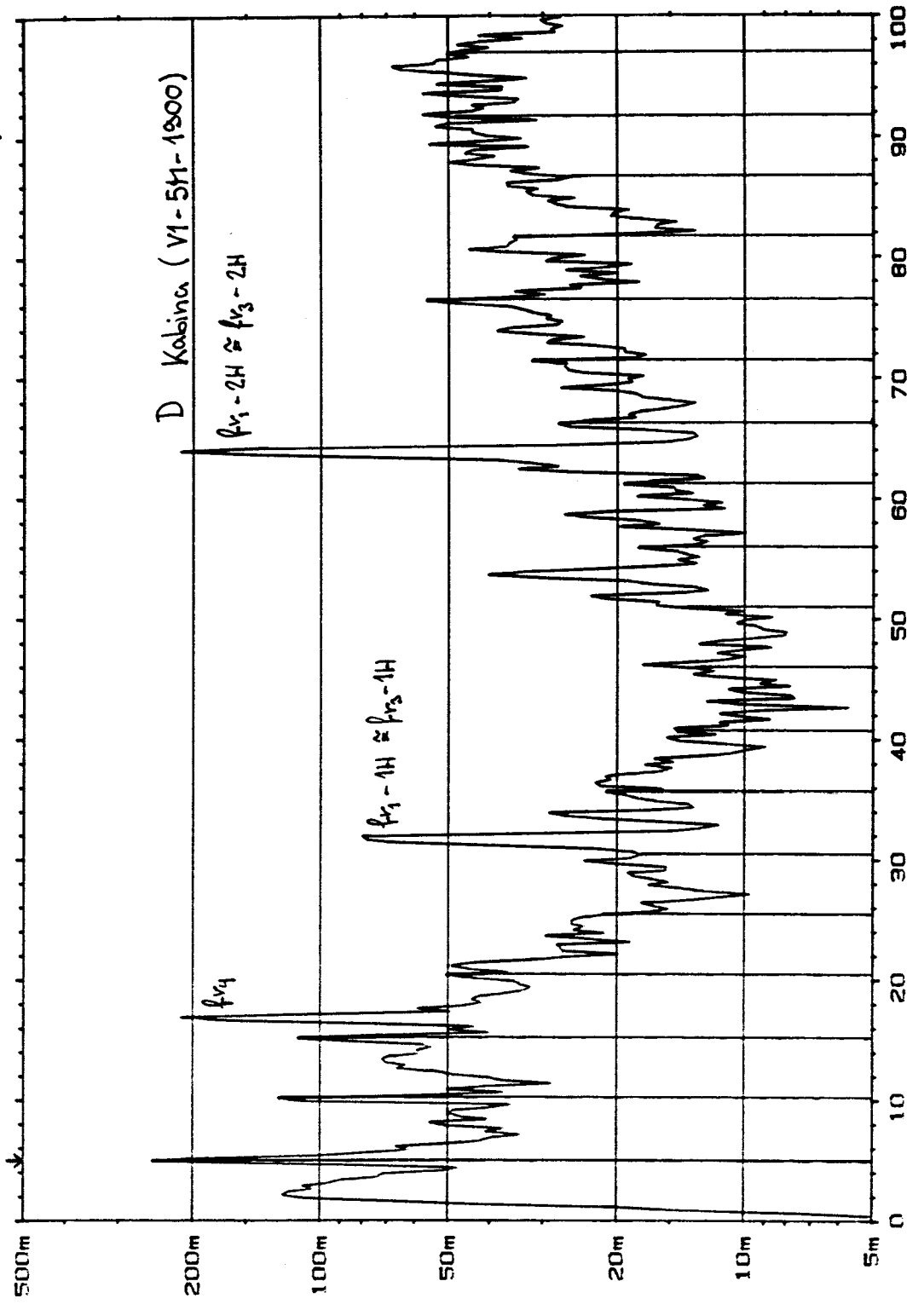
W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 500mU RMS 40dB  
X: 0.00Hz + 100Hz  
SETUP W12\* #A: 5

[ ] INPUT  
LIN

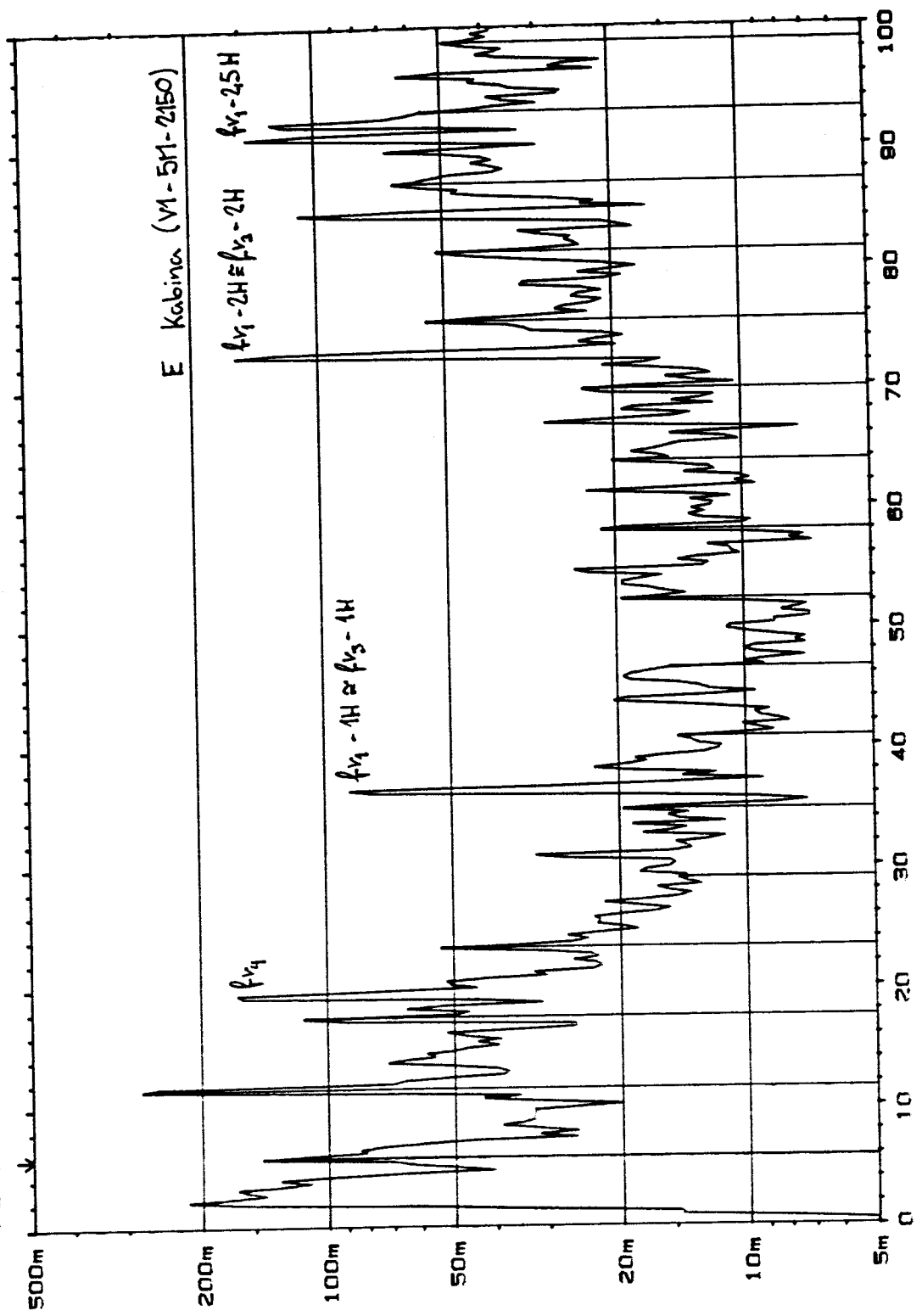
HARM Y: 275mU  
X: 4.50Hz  
 $\Delta$ X: 4.601562Hz  $f_{v5}$   
TOTAL: 1.04U (0:200)



W19 AUTO SPEC CH.A [ ] INPUT  
 Y: 500mV RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 100Hz LIN  
 SETUP W12\* #A: 5  
 HARM Y: 248mV  
 X: 5.00Hz  
 ΔX: 5.101562Hz f<sub>r5</sub>  
 TOTAL: 1.03U (0-200)



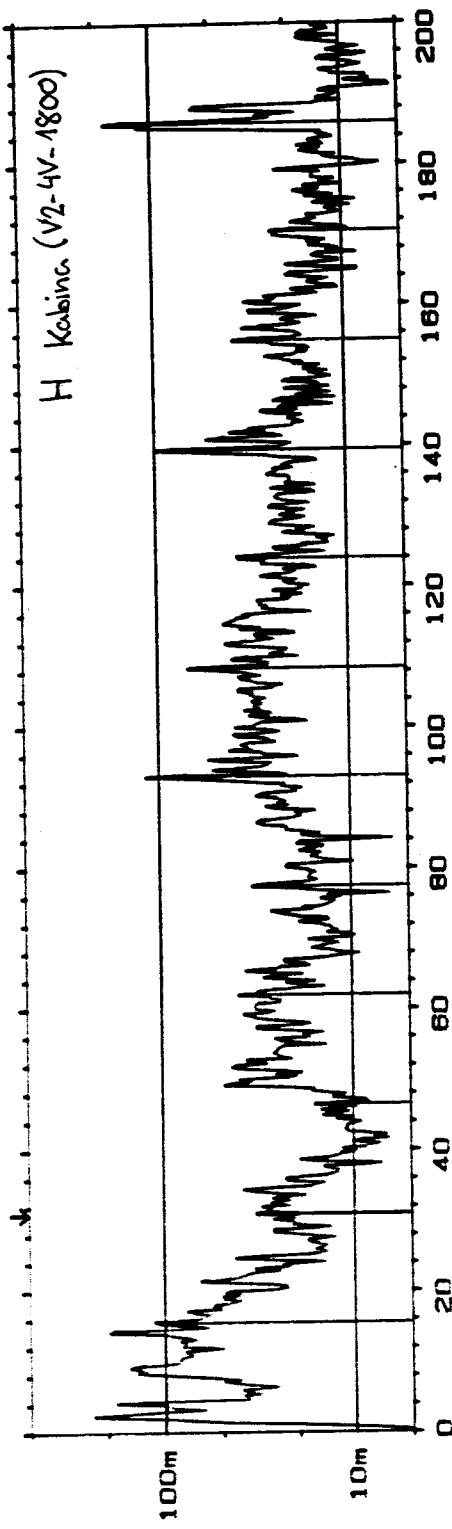
M19 AUTO SPEC CH. A [ ] INPUT  
 Y: 500mV RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 100Hz LIN  
 SETUP W12 #A: 5  
 HARM Y: 143mV  
 X: 5.75Hz  
 AX: 5.804687Hz  $f_{V5}$   
 TOTAL: 1.34U (0:200)



W19 AUTO SPEC CH. A  
 Y: 500mU RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz  
 SETUP W12 #A: 3

[ ] INPUT  
 LIN

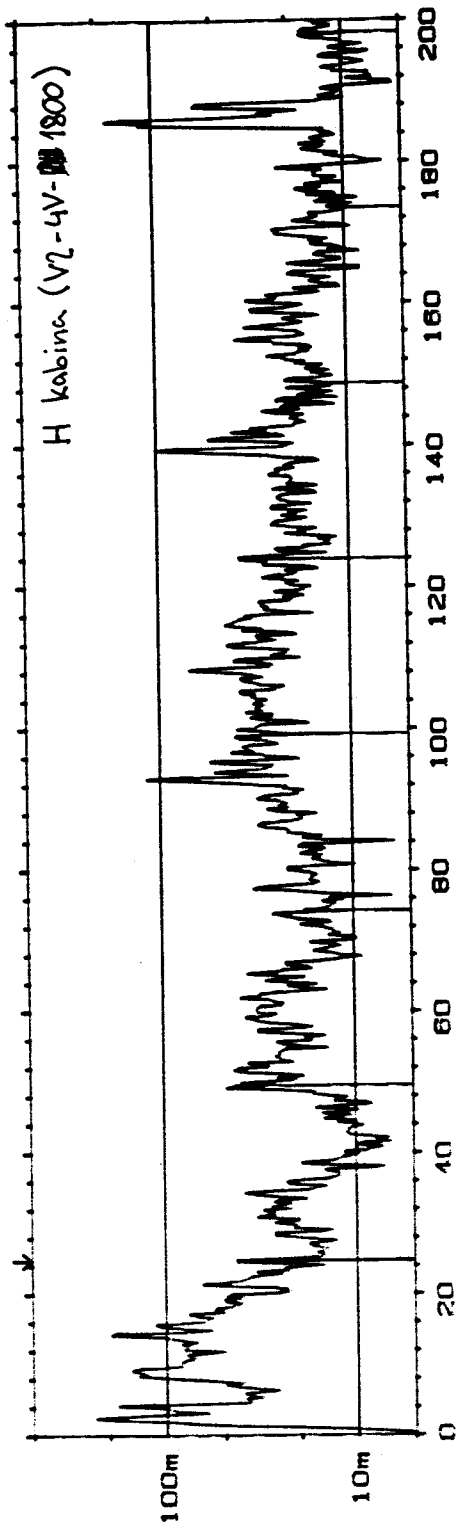
SIDB Y: 32.8mU  
 X: 31.00Hz  
 AX: 15.50000Hz f<sub>r1</sub>  
 TOTAL: 855mU



W1 AUTO SPEC CH. A  
 Y: 500mU RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz  
 SETUP W12 #A: 3

LIN

HARM Y: 42.2mU  
 X: 24.75Hz  
 AX: 24.781250Hz f<sub>r3</sub>





#### 6.4. Analýza kmitání zadní nápravy

Při analýze kmitání kabiny bylo zjištěno, že na celkové úrovni kmitání v kabině se výrazně podílí harmonické složky rotorové frekvence  $f_{r3}$ , která odpovídá frekvenci otáčení spojovacího hřídele. Tato skutečnost není nikterak překvapivá, již při podrobnějším prostudování hnací soustavy je možné předpokládat značný vliv spojovacího hřídele na velikost kmitání. Pro umožnění podrobnější analýzy byl jeden ze snímačů umístěn na zadní nápravě v místě připojení zátěžové regulace brzd. Frekvenční analýza byla provedena v rozsahu 0-1600 Hz s ohledem na možnost sledování zubových frekvencí  $f_{z3}$ . Kvantitativní porovnání je provedeno opět pomocí  $a_{e,T}$  - celkové úrovně kmitání (7). Jako nezávislé proměnné je použito frekvence otáčení spojovacího hřídele  $f_{r3}$  a to z důvodů lepší přehlednosti grafů.

Název	REŽIM JÍZDY							
	A	B	C	D	E	F	G	H
$f_m$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	1500	1800	2150	1900	2150	2150	1500	1800
$f_d$ [Hz]	19.92	23.91	28.56	31.66	35.83	42.26	19.92	23.91
$a_{e,T}$ [ $\text{ms}^{-2}$ ]								
0-200 Hz	1.64	1.75	1.86	2.77	2.36	2.9	1.59	2.04
0-1600 Hz	29.2	57	50.6	61.3	85.5	139	54.9	127
Úrov. modulace [dB]								
$f_{r3}$		1.61	1.68	2.1	1.65	1.72	2.58	2.97
$f_{r3}/2$		1.25	1.6	1.35	1.93	1.64	0.8	1.6
$f_{r3}/4$		0.73	1.3	1.12	1.1	1.12	0.7	0.55
$f_{r3}/6$		0.87	1.1	1.16	1.25	0.97	0.65	0.5
$f_{r1}/2$		0.65	-	2.1	1.65	-	0.68	-
$f_{r5}$		-	-	-	1.45	-	-	-
$f_{r4}$		1.18	1.99	1.77	1.3	1.62	-	1.08
$f_{r4}/2$		0.55	1.2	0.75	1.1	0.93	-	0.6

- modulace nebyla nalezena

tabulka č.8 - hodnoty zrychlení naměřené na ZN

#### 6.4.1. Spektrální analýza ZN

Pro snazší orientaci začneme analýzu porovnáním celkové úrovně kmitání  $a_{e;T}$  změřené na zadní nápravě. V rozsahu 0-1600 Hz (viz obr.č.16) můžeme nalézt menší odchylku naměřenou při režimu B. S ohledem na to, že hodnota  $a_{e;T}$  v rozsahu 0-200 Hz nevykazovala toto zakolísání lze usuzovat, že na velikost  $a_{e;T}$  má vliv zvýšená úroveň kmitání v okolí zubové frekvence  $f_{z3}$  a její harmonických složek. Důkladným rozborem spekter naměřených při režimu A až F tento předpoklad potvrzují. Při porovnání spektra A a B vidíme výrazné zesílení v oblasti okolo druhé harmonické s frekvencí  $f=808$  Hz dané tím, že rezonanční frekvence se překrývá buď s druhou harmonickou  $f_{z3}$ , nebo, jak je to i v našem případě, s modulací okolo této harmonické složky. Tímto pak může dojít k zesílení této modulace a zvýšení úrovně kmitání v okolí druhé harmonické zubové frekvence  $f_{z3}$ . Jak již bylo výše naznačeno, můžeme v okolí harmonických zubových frekvencí nalézt výrazné modulace s frekvencí  $f_{r3}$ ,  $f_{r4}$  a  $f_{r5}$ . Pro zviditelnění modulací byla použita metoda nedestruktivního zoomu, která umožní provedení podrobné spektrální analýzy v úzkém frekvenčním pásmu. Na ukázkou jsou uvedena spektra (zoom) naměřená při režimu B ( $n=1900 \text{ min}^{-1}; 4V; V1$ ) a C ( $n=2150 \text{ min}^{-1}; 4V; V1$ ). Nejvýraznější modulací, jak později vyplyne z spektrální analýzy, je modulace s frekvencí  $k \cdot f_{r3}$ . V následujícím odstavci se pokusíme vysvětlit zdroj těchto modulací. Frekvence  $f_{r3}$  odpovídá frekvenci otáčení spojovacího hřídele spolu s výstupním hřídelem z převodovky a vstupním hřídelem diferenciálu s pastorkem. Dále si připomeňme, že rozeznáváme tyto druhy modulací:

- frekvenční
- amplitudovou
- fázovou

V našem případě můžeme vyloučit fázovou modulaci. Modulace frekvenční by mohla být způsobena časově proměnnou frekvencí

otáčení spojovacího hřídele. Modulace amplitudová pak nesprávným seřazením záběru kuželového soukolí, nebo dynamickým momentem na spoj. hřídeli. Pokusíme se tedy nalézt možné příčiny vzniku modulací. Za teoretického předpokladu konstantního otáčení vstupního hřídele by platily vztahy:

$$\Omega_{k1} = \text{konst.} \quad (8)$$

$$\epsilon_{k1} = 0 \quad (9)$$

Na středním dílu spojovacího hřídele je úhlová rychlost závislá na úhlu zalomení spojovacího hřídele  $\beta$ , platí tedy:

$$\Omega_{k2} = f(\beta; \Omega_{k1}) \quad (10)$$

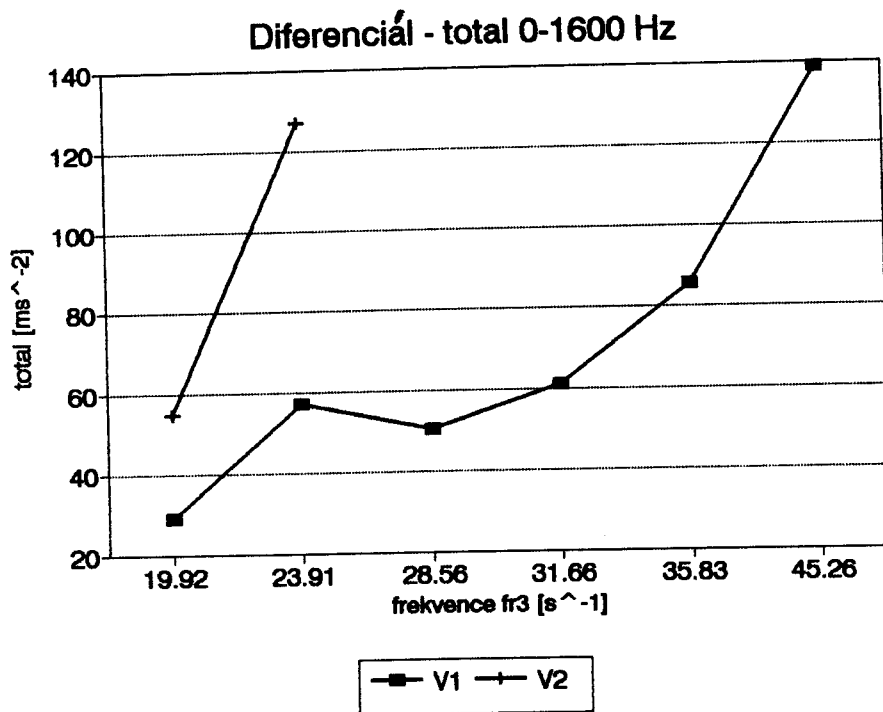
$$\epsilon_{k2} = f(\beta; \Omega_{k2}) \quad (11)$$

V důsledku časově proměnné úhlové rychlosti vzniká na středním dílu spoj. hřídele dynamický moment  $M_d$  :

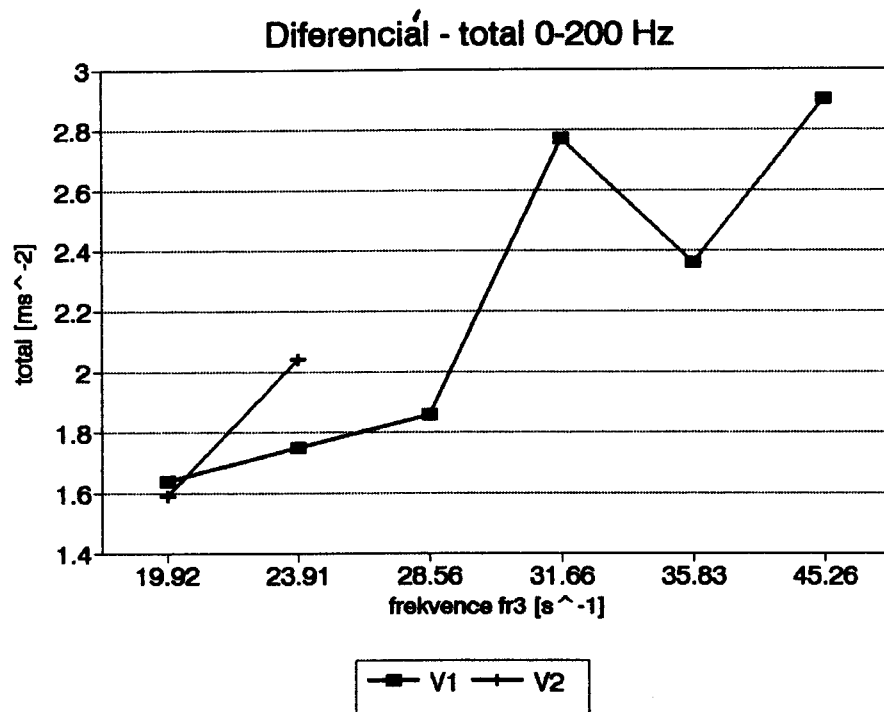
$$M_d = J_2 * \epsilon_{k2} \quad (12)$$

kde  $J_2$  - moment setrvačnosti

Dále platí, že  $\Omega_{k3} = \Omega_{k1}$  za předpokladu rovnoběžnosti vstupní a výstupní části spoj. hřídele a shodného natočení křížů. Lze se tedy domnívat, že modulace  $ik * f_{r3}$  jsou způsobeny nepřesnou montáží a zástavbou spojovacího hřídele. Tuto hypotézu potvrzuje i skutečnost, že celková úroveň kmitání vozů V1 a V2 je výrazně odlišná. Při spektrální analýze v rozsahu 0-200 Hz (viz obr.č.17) vidíme výrazné zvýšení  $a_{e,T}$  při režimu D. Tato skutečnost je způsobena výrazným zvýšením amplitud některých harmonických  $f_{r1} = f_{r3}$ . Pro objasnění průběhu  $a_{e,T}$  v rozsahu 0-200 Hz by bylo nutné provést další doplňující měření.



obr. 8.16 - celková úroveň kmitání 0-1600 Hz DIFERENCIÁL



obr. 8.17 - celková úroveň kmitání 0-200 Hz DIFERENCIÁL

#### 6.4.2. Zkušební protokol LIAZ 109/88

Pro podložení správnosti úsudku z předcházející kapitoly byl proveden vyťah ze zkušební protokol LIAZ 109/88 (liter.č.11). Tento zkušební protokol má do určité míry shodný úkol a to snížení vlivu kmitání o frekvenci otáčení spoj. hřídele v kabině vozidla. V úvodu byla změřena pružnost hnacího traktu na vozidle 150.261 z něhož byl vymontován motor a zabrzděna kola zadní nápravy. Na vstupním hřídeli spojky byl pomocí momentového klíče vyvozen  $M_k = 800 \text{ Nm}$ . Úhel natočení byl sledován v místě lamely spojky, výstupu z převodovky a na vstupu do zadní nápravy. Postup byl opakován při zařazeném 5, 9 a 10 rychlostním stupni.

Převod stupeň	Natoč.lam. spojky [°]	Natoč.výst. převod. [°]	Natoč.vstupu do ZN [°]
5	19.37	6.06	5.3
9	4.23	2.73	2.72
10	3.68	2.2	1.92

tabulka č.9 - úhel natočení hnacího traktu

Dále bylo provedeno měření úhlů zalomení kloubů spojovacího hřídele. Se zatížením se hodnota zalomení kloubů mění:

- zatížení 0% - zalomení na kloubu převodovky - 11.5°  
                  - zalomení na kloubu ZN - 13.5°
- zatížení 55% - zalomení na kloubu převodovky - 10.5°  
                  - zalomení na kloubu ZN - 12.5°
- zatížení 82% - zalomení na kloubu převodovky - 8.5°  
                  - zalomení na kloubu ZN - 10.5°

Ověřován byl i výrobní rozptyl vzájemného natočení kloubů hřídele. Předepsaná tolerance je  $\pm 3^\circ$ . Z pěti náhodně vybraných kusů bylo zjištěno:

- 1 \* úchylna 0°

- 2 \* úchylka 2.5°

- 2 \* úchylka 4.5°

Úchylka byla vždy po směru otáčení, takže je možno předpokládat, že pod zatížením, ale i v důsledku opotřebení, se bude úchylka zvětšovat. Pokud přičteme i hodnotu o kterou se vlivem  $M_k$  zkroutí spojovací hřídel získáme hodnotu až 5° což se může výrazně projevit na plynulosti otáčení spojovacího hřídele. Při zkouškách bylo provedeno 27 různých úprav. Mezi hlavní patří použití odpružené lamely spojky s devíti, resp. šesti pružinami a podklínování zadní nápravy (viz tab.č.10). Nejlepších výsledků bylo dosaženo použitím odpružené lamely spojky 420 GSZ se sníženou torzní tuhosti na 1400 Nm (6 pružin) a podklínováním zadní nápravy o 3° dozadu.

Úprava	Měřené místo		
	Kabina [ms <sup>-2</sup> ]	ZN [ms <sup>-2</sup> ]	Rám [ms <sup>-2</sup> ]
<u>Sklon 0° - lamela</u>			
-tuhá	4	36	9.6
-odpružená (9 pružin)	2	37.5	17.3
-odpružená (6 pružin)	3.1	23	13.6
<u>Sklon 2.5° - lamela</u>			
-tuhá	3	18	6.3
-odpružená (9 pružin)	-	-	-
-odpružená (6 pružin)	1.3	13.6	7.3
<u>Chyba v sestavě S.H.</u>			
-natočení 0°	1.3	10	4
-natočení 4°	1.7	13.3	6.6
<u>Lamela 6 pružin</u>			
-sklon 0°	3.1	23	13.6
-sklon 1.5°	1.6	16.6	8
-sklon 2°	1.7	17	8.6
-sklon 2.5°	1.3	11.6	7.3
-sklon 3°	1.0	15	5.3
-sklon 4°	1.3	5	3.6

tabulka č.10 - úpravy vozu LIAZ 150.261

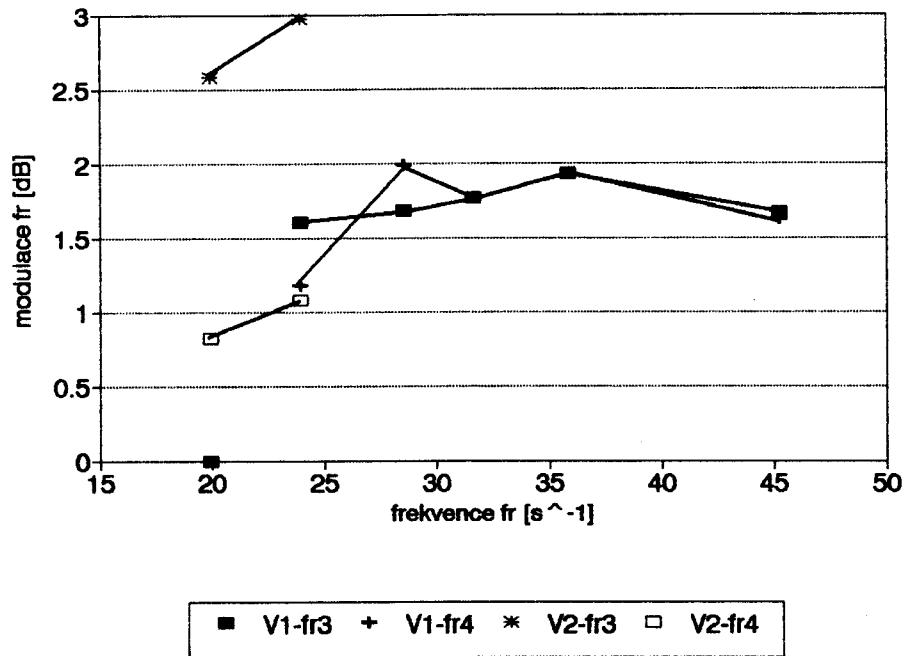
### 6.4.3. Kepstrální analýza ZN

Kepstrální analýza je prostředek pro zjišťování periodických jevů ve spektrech. K největším přednostem kepatra patří:

- snadná interpretace postranních pásem a příčin modulací kmitání
- malá citlivost kepatra na dynamické vlastnosti přenosové cesty od místa buzení k místu měření
- kepstrální složka je rovna průměrné velikosti postranního pásma v celém rozsahu spektra

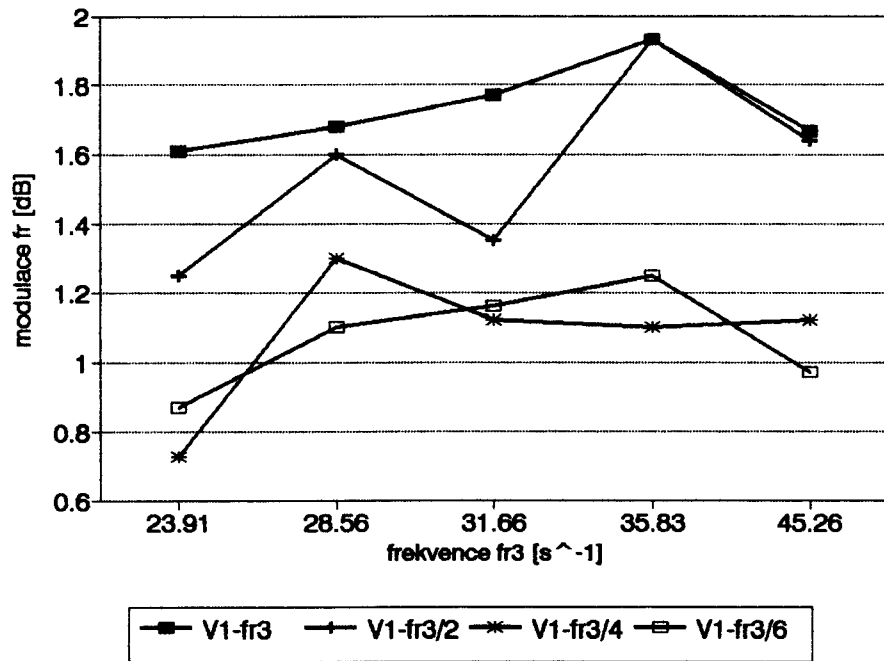
V našem případě použijeme kepatra pro určení postranních pásem a modulací okolo zubových frekvencí  $f_{z3}$ . Kepstrální analýza nám pomůže určit jak je provedena montáž a zástavba spojovacího hřídele a zadní nápravy, za provozu pak může signalizovat poškození ozubených převodů. Velikost modulací s frekvencí  $f_{r3}$ ,  $f_{r4}$  a  $f_{r5}$  naleznete v tabulce č.8 a obr. č.18,19a20. Z tabulky vidíme, že hodnota modulací  $f_{r3}$  je až dvojnásobná u vozu 2 než u vozu 1. Při prohlídce kepatra B a H vidíme, že hodnoty ostatních modulací mají téměř stejné hodnoty (viz obr.č.21). Lze usuzovat, že zvýšená úroveň modulace vozu 2 je způsobena buď nesprávnou montáží, nebo nedodržením výrobních tolerancí spojovacího hřídele. Potvrzuje to i kepatrum V2 při režimu G - výrazná modulace  $f_{r3}$ . Tento příklad názorně dokumentuje jak je možné zjišťovat nesprávnou montáž jednotlivých skupin tak i jejich zástavbu ve voze. Postup by mohl být asi takovýto: pomocí kepstrální analýzy si stanovíme charakteristické hodnoty modulací v daných měřicích místech a porovnáme je s naměřenými hodnotami. Při výrazné odlišnosti těchto hodnot pak hledáme příčiny. Na ukázkou je uvedeno grafické znázornění velikostí modulací a to jak porovnáním hlavních kvefrencí, tak i jejich rahmonických složek.

### Diferenciál - modulece fr



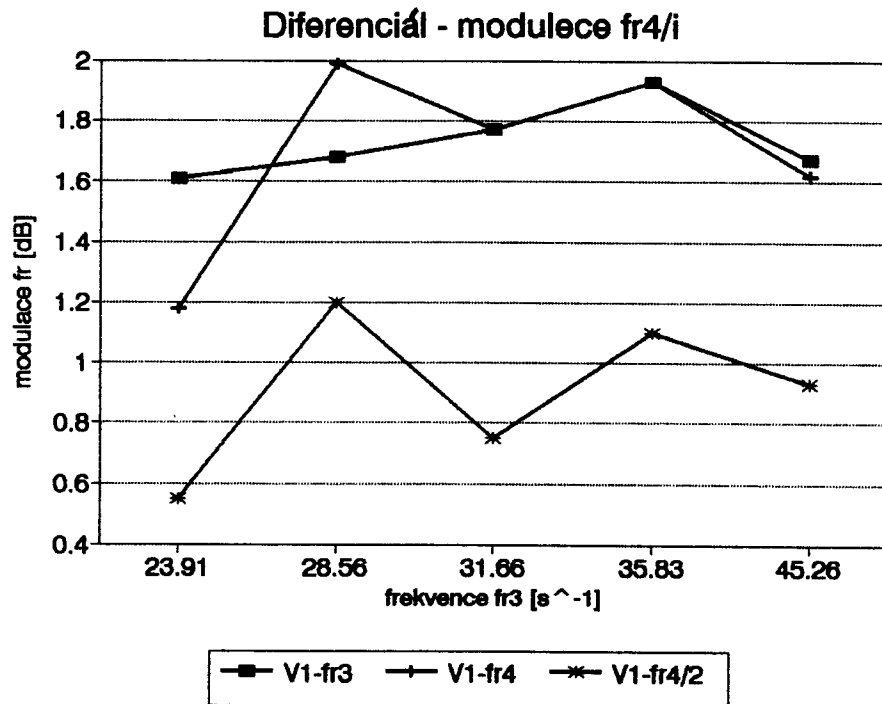
obr. 8.18 - modulace fr DIFERENCIÁL

### Diferenciál - modulece fr3/i

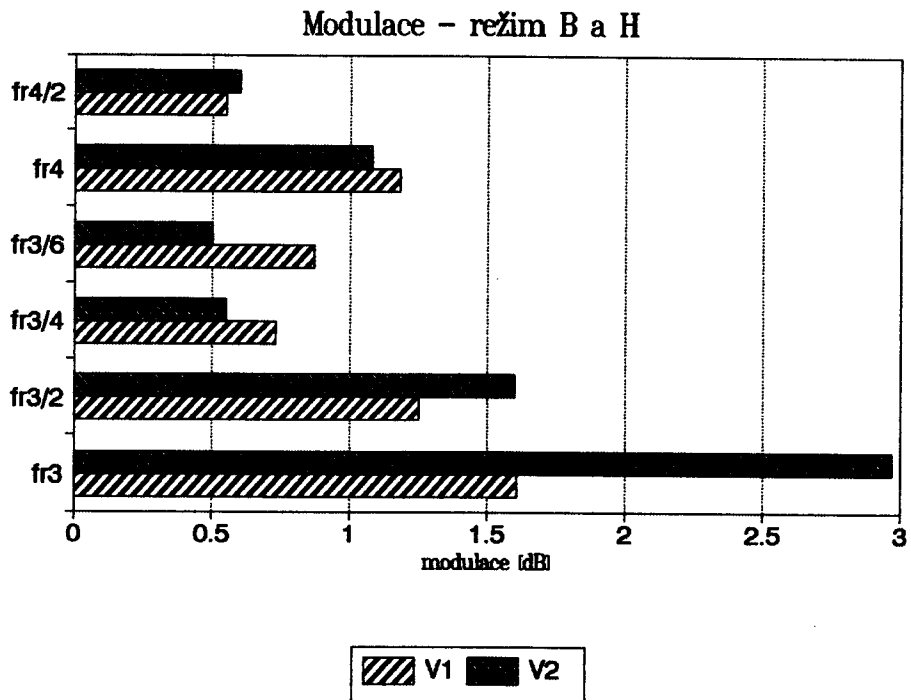


obr. 8.19 - modulace fr3/i DIFERENCIÁL





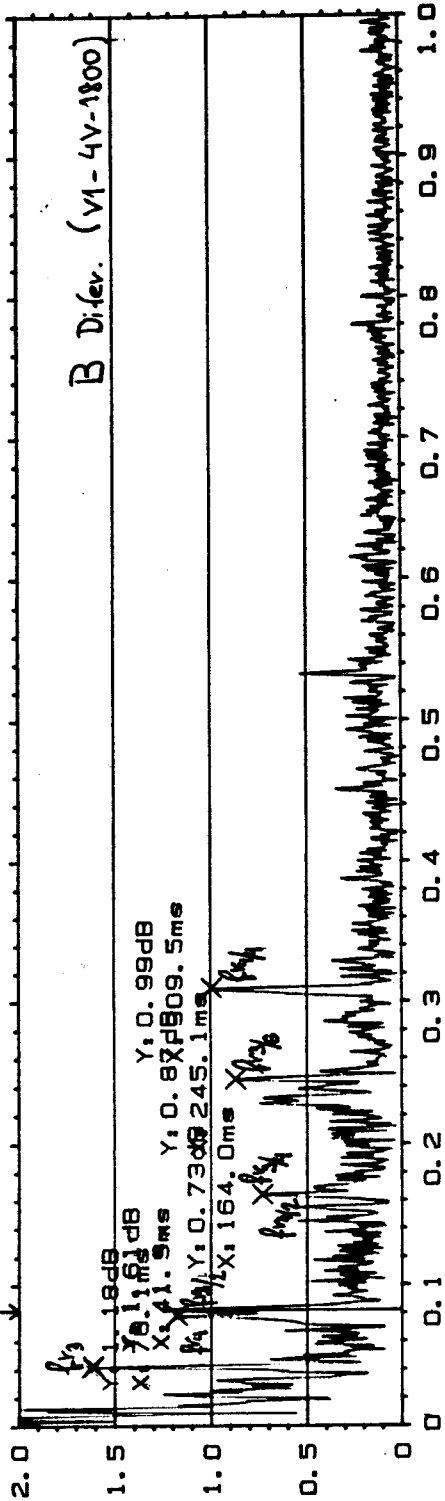
obr.č.20 - modulace fr4/i DIFERENCIÁL



obr.č.21 - modulace režim B a H DIFERENCIÁL

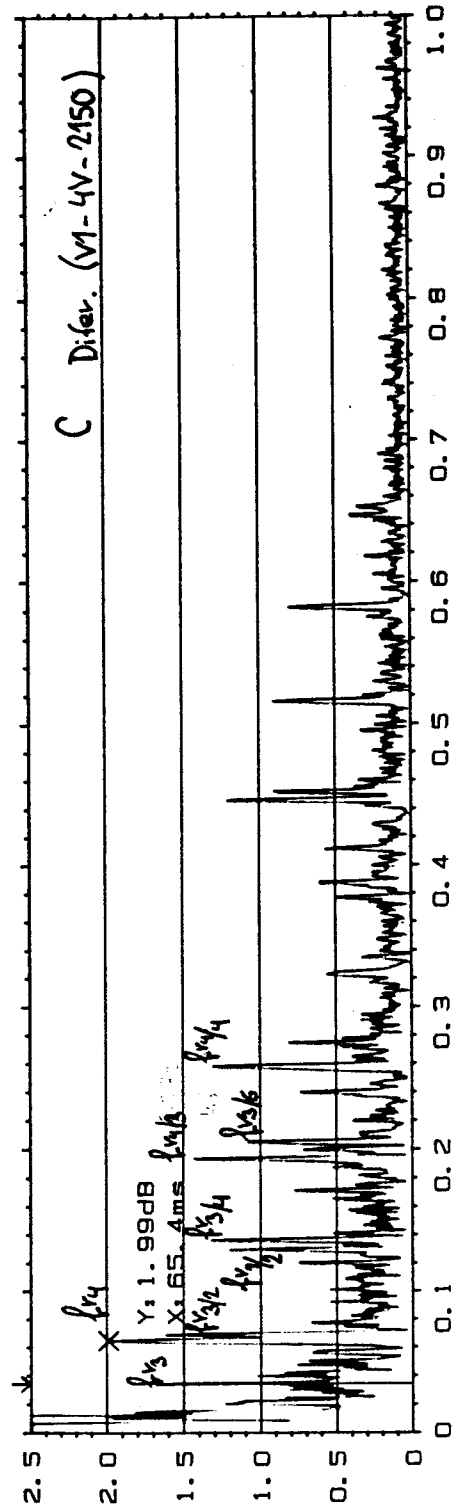
W19 CEPSTRUM CH. B MAG  
 Y: 2.00dB  
 X: 0.0ms + 1s  
 SETUP W12 #A: 3

MAIN Y: 1.25dB  
 X: 82.0ms  
 LONGPASS W: 232  
 TOTAL :

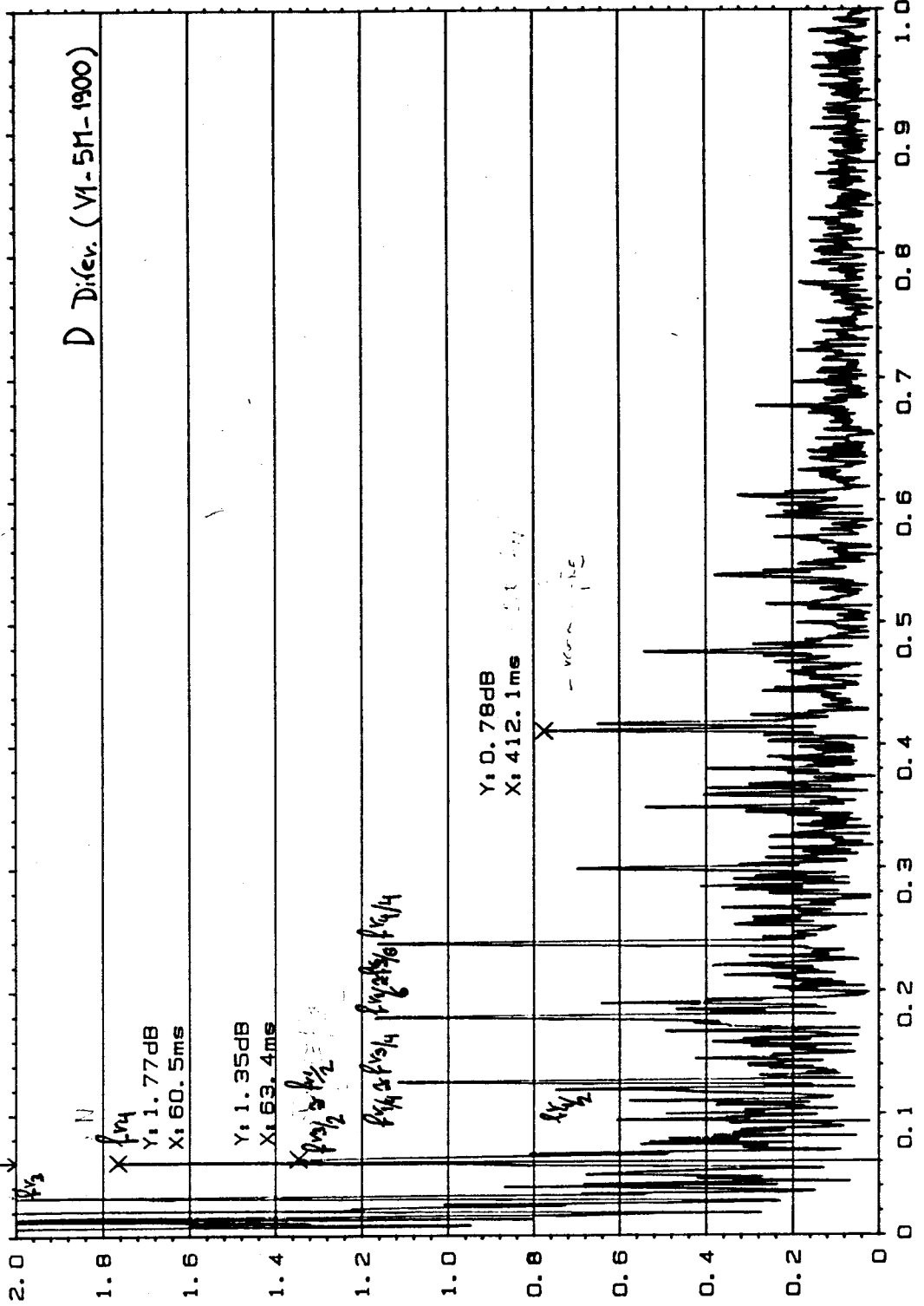


W19 CEPSTRUM CH. B MAG  
 Y: 2.50dB  
 X: 0.0ms + 1s  
 SETUP W12 #A: 3

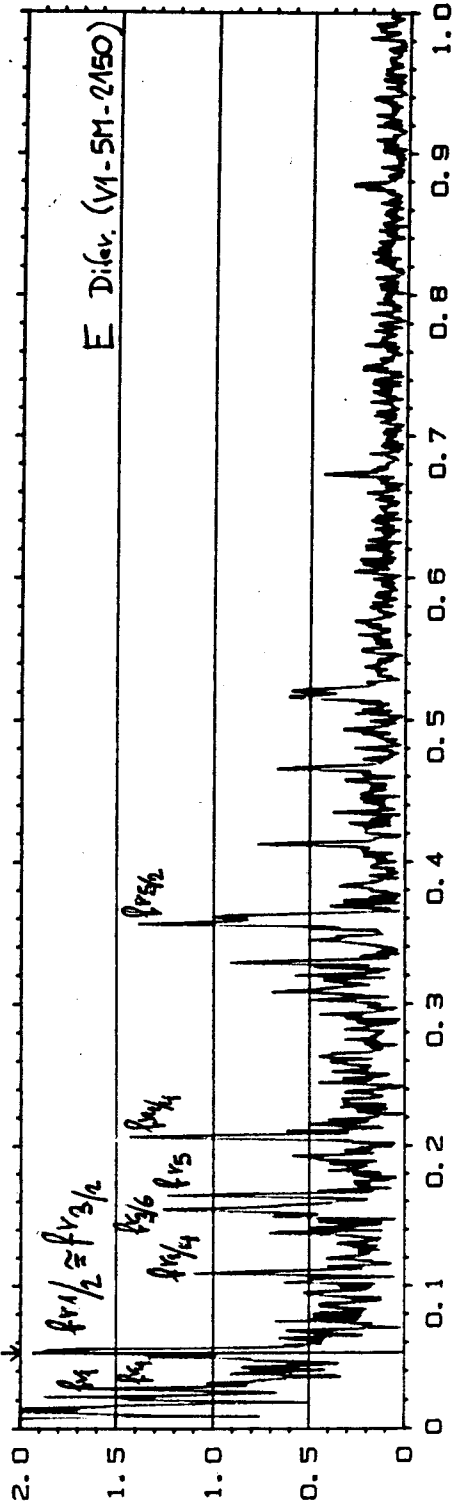
SIDB Y: 1.68dB  
 X: 34.1ms  
 LONGPASS W: 232  
 TOTAL :



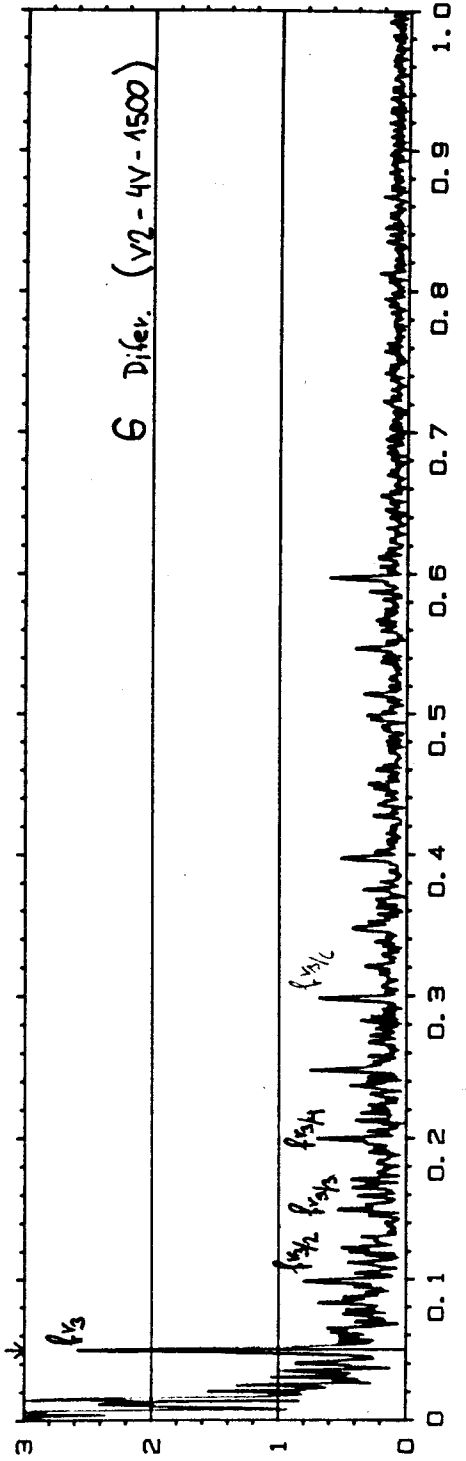
W19 CEPSTRUM CH. B MAG INPUT  
 Y: 2.00dB X: 60.5ms Y: 1.77dB  
 X: 0.0ms + 1s LONGPASS  
 SETUP W12 #A: 3 W: 232 TOTAL :



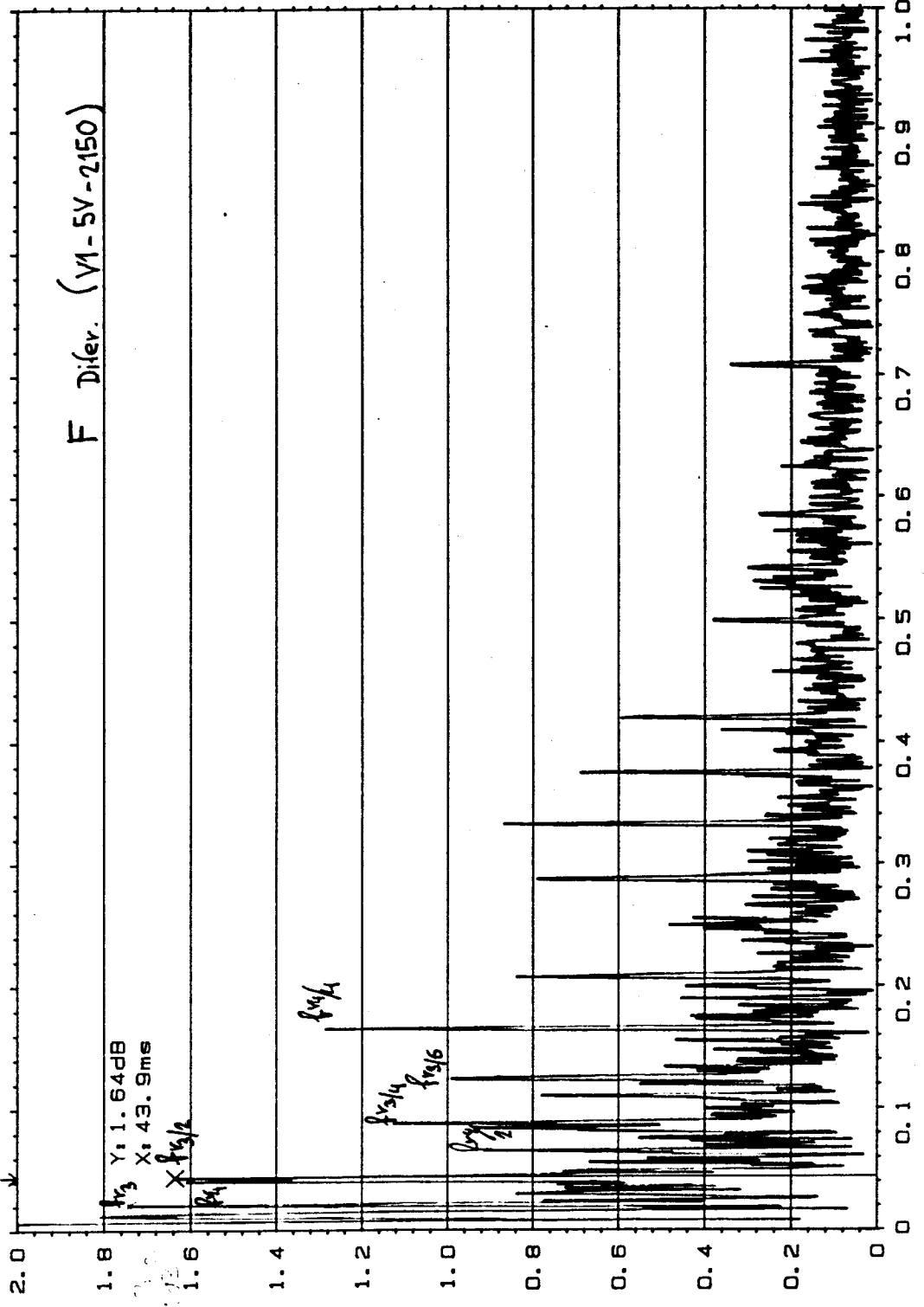
W19 CEPSTRUM CH. B MAG INPUT SIDB Y: 1.93dB  
 Y: 2.00dB X: 52.7ms  
 X: 0.0ms + 1s LONGPASS W: 232 TOTAL :  
 SETUP W12 #A: 3



W19 CEPSTRUM CH. B MAG INPUT SIDB Y: 2.58dB  
 Y: 3.00dB X: 49.8ms  
 X: 0.0ms + 1s LONGPASS W: 232 TOTAL :  
 SETUP W12 #A: 3

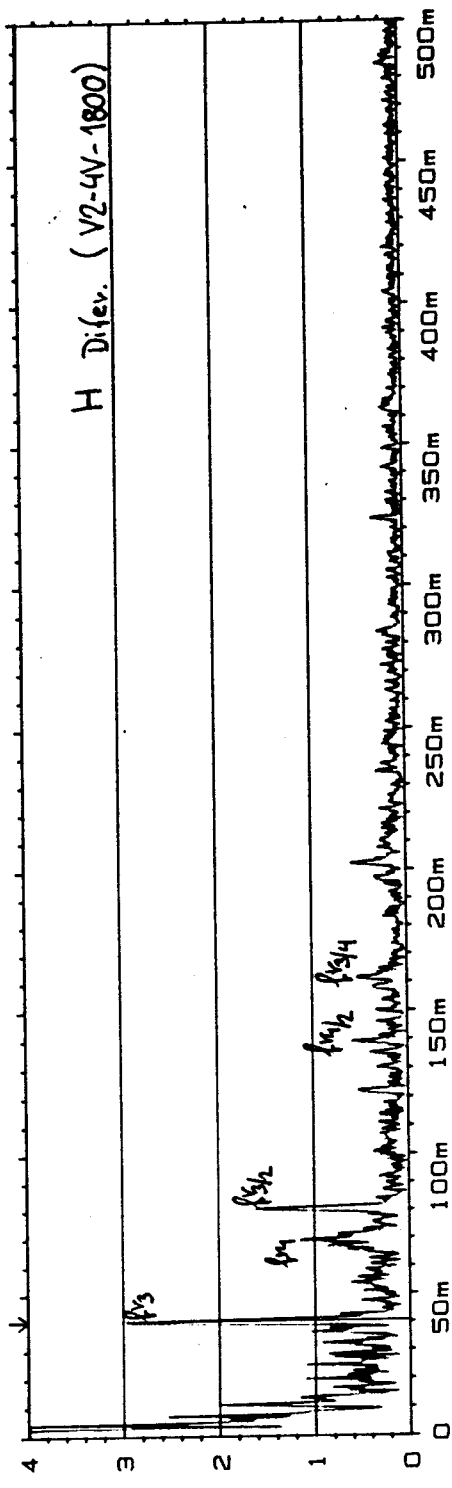


W19 CEPSTRUM CH. B MAG INPUT  
 Y: 2.00dB X: 43.9ms SIDB Y: 1.64dB  
 X: 0.0ms + 1s LONGPASS  
 SETUP W12 #A: 3 W: 232 TOTAL :



W19 CEPSTRUM CH. B MAG  
 Y: 4.00dB  
 X: 0.00ms + 500ms  
 SETUP W12 #A: 3\*

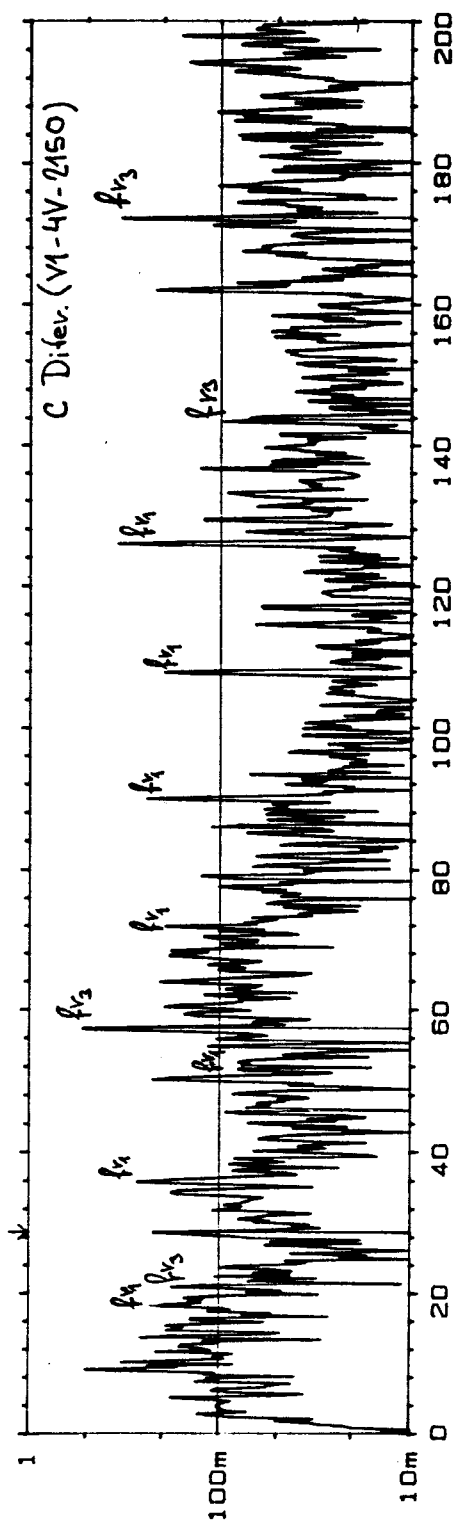
SIDB Y: 2.97dB  
 X: 40.52ms  
 LONGPASS  
 W: 232  
 TOTAL :



W12 AUTO SPEC CH. B  
 Y: 1.00U RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz  
 SETUP W12 #A: 1

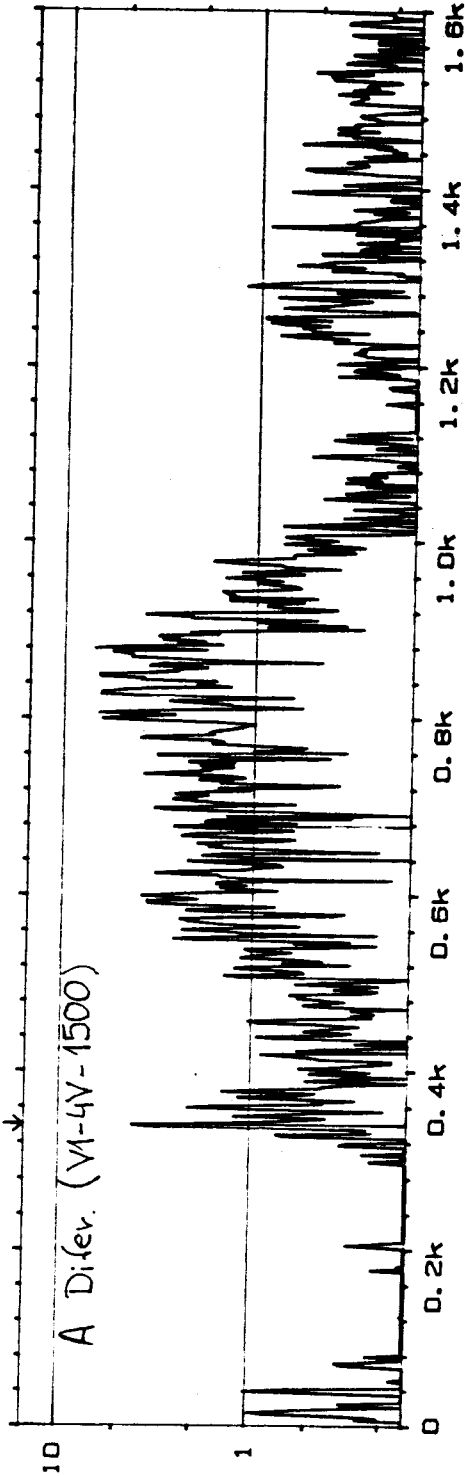
HARM Y: 221mU  
 X: 28.75HZ  
 $\Delta$ X: 28.726562Hz -  $f_{r3}$   
 TOTAL: 1.86U

C Di(lev. (V1-4V-2150))



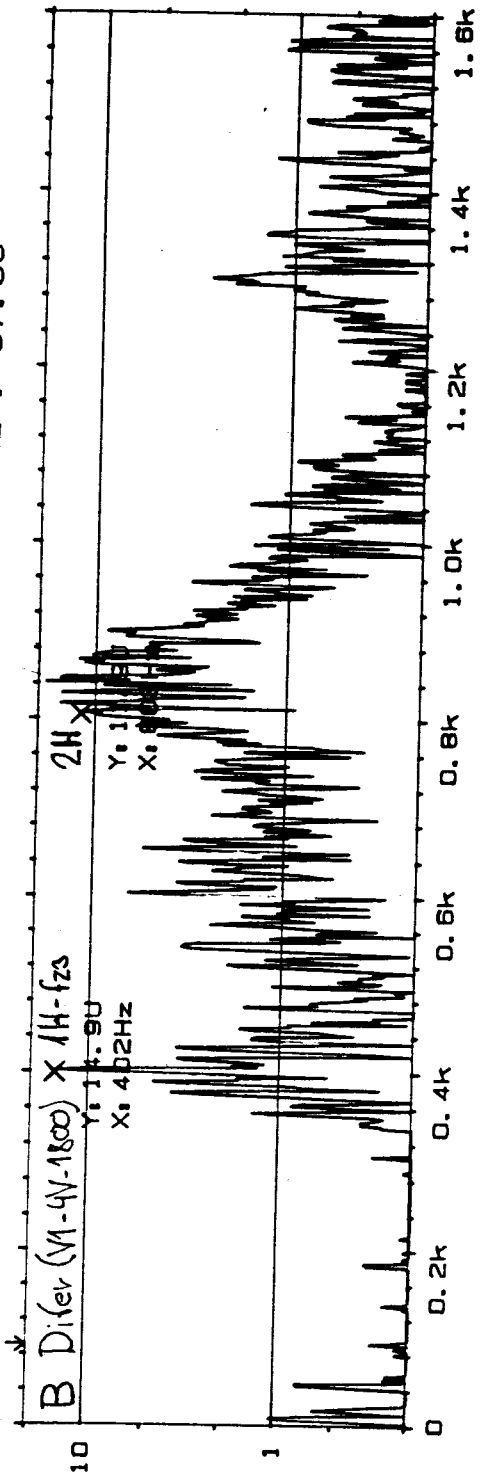
W12 AUTO SPEC CH. B  
 Y: 15.0U RMS 40dB  
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
 SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 4.08U  
 X: 340Hz  
 ΔX: 339.4375Hz f<sub>z3</sub>  
 TOTAL: 29.2U



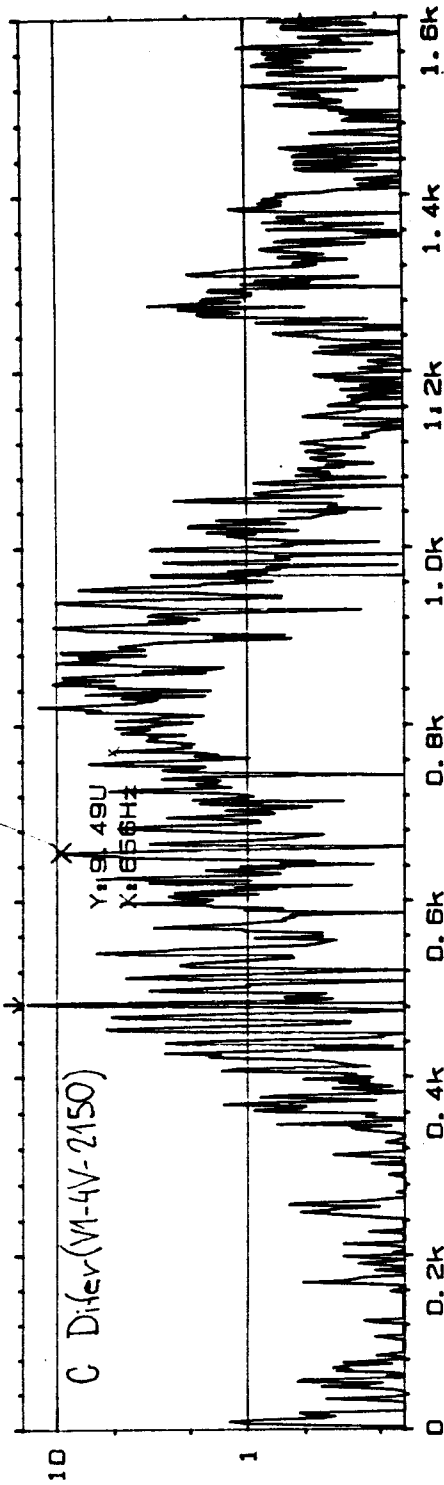
W12 AUTO SPEC CH. B  
 Y: 20.0U RMS 40dB  
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
 SETUP W12 #A: 1\*

MAIN Y: 213mU  
 X: 90Hz  
 TOTAL: 57.0U



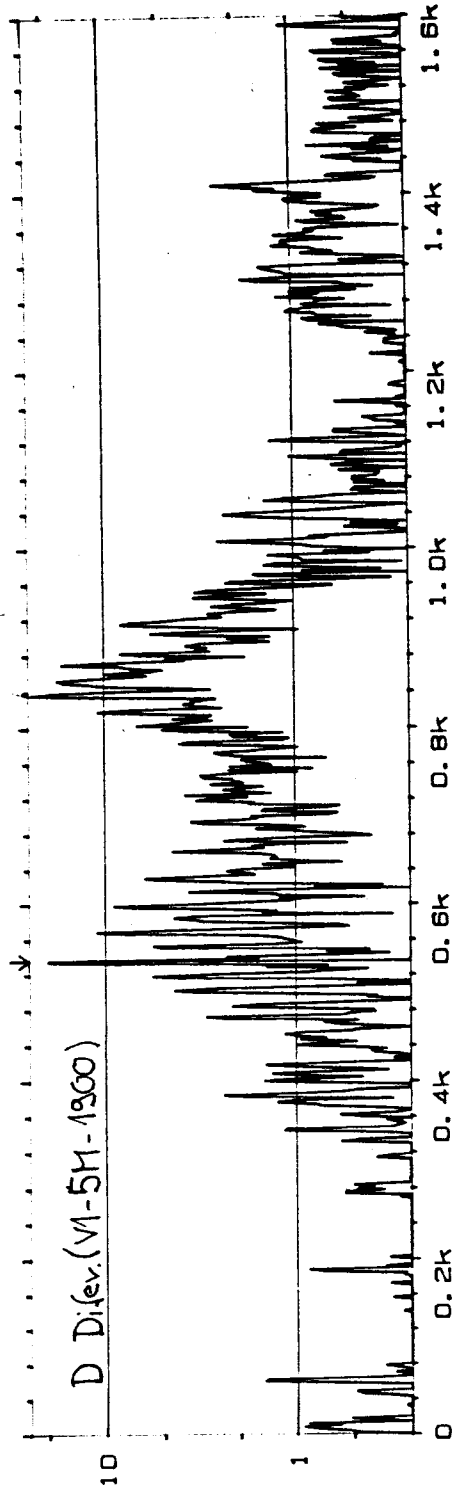
W12 AUTO SPEC CH.B  
Y: 15.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 14.1U  
X: 484Hz  
ΔX: 484.0000Hz f<sub>z3</sub>  
TOTAL: 50.6U



W12 AUTO SPEC CH.B  
Y: 25.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 19.4U  
X: 536Hz  
ΔX: 535.3125Hz f<sub>z3</sub>  
TOTAL: 61.3U

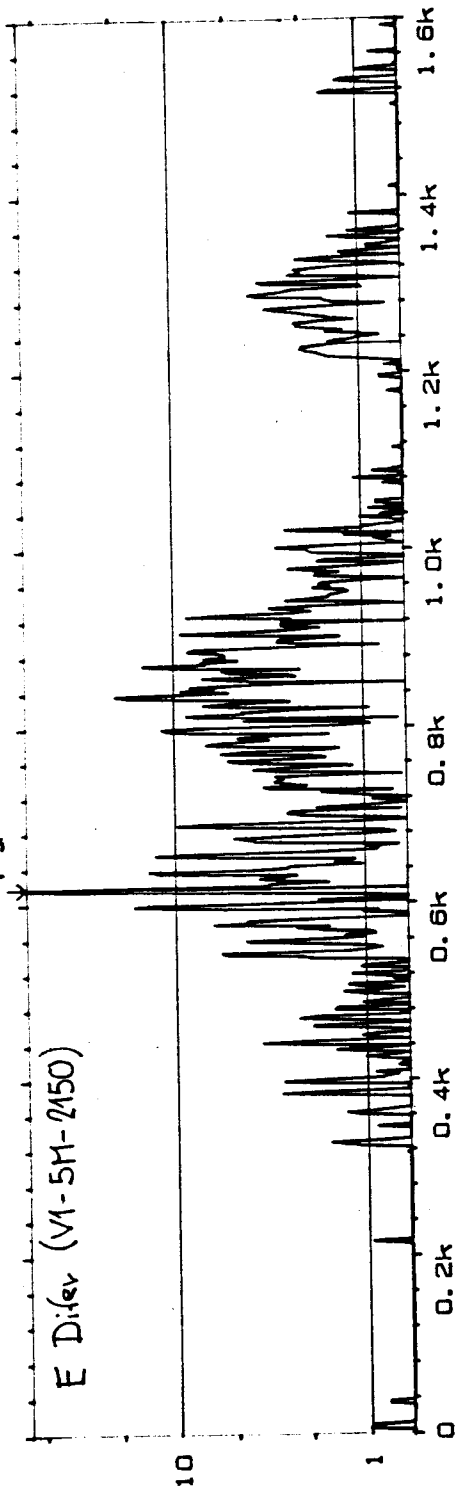




W12 AUTO SPEC CH.B [ ] INPUT  
 Y: 60.0U RMS 40dB  
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
 SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 59.3U

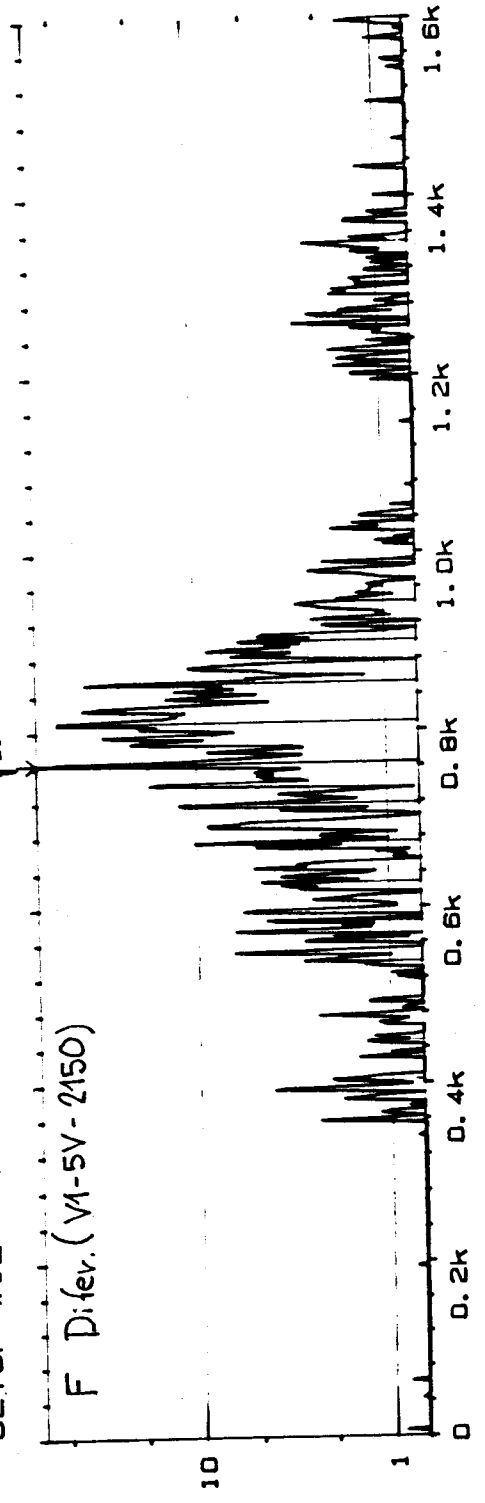
X: 618Hz  
 ΔX: 617.4375Hz  
 TOTAL: 85.5U



W12 AUTO SPEC CH.B [ ] INPUT  
 Y: 68.1U RMS 40dB  
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
 SETUP W12 #A: 1\*

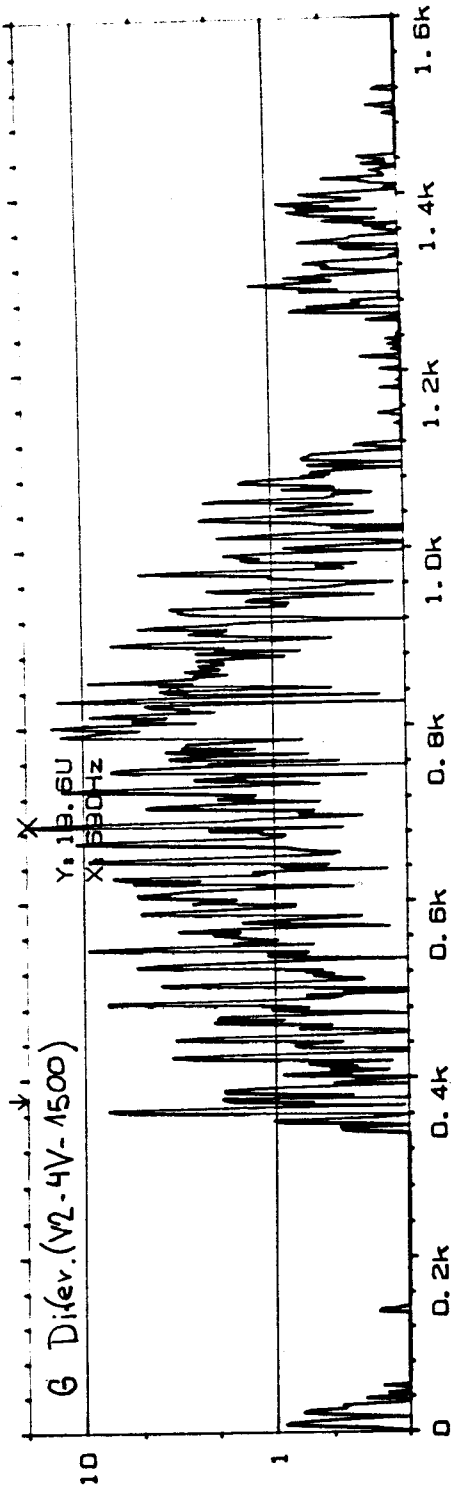
SIDB Y: 68.1U

X: 764Hz  
 ΔX: 45.0625Hz  
 TOTAL: 139U



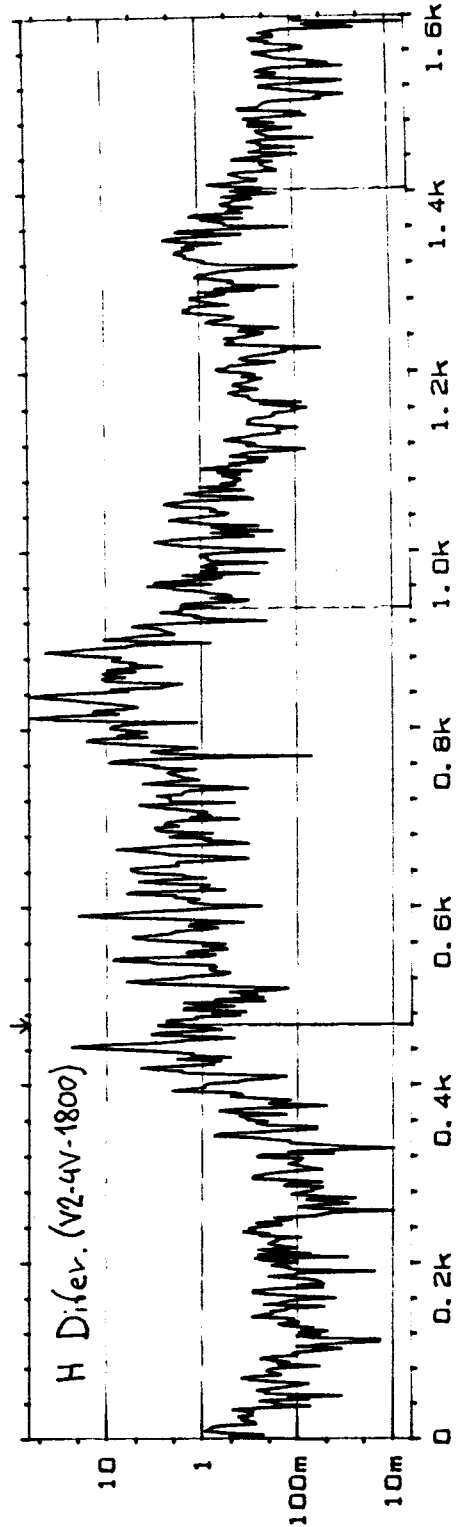
W19 AUTO SPEC CH. B  
Y: 20.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 1.90U  
X: 378Hz  
 $\Delta$ X: 378.0000Hz  $f_{23}$   
TOTAL: 54.9U



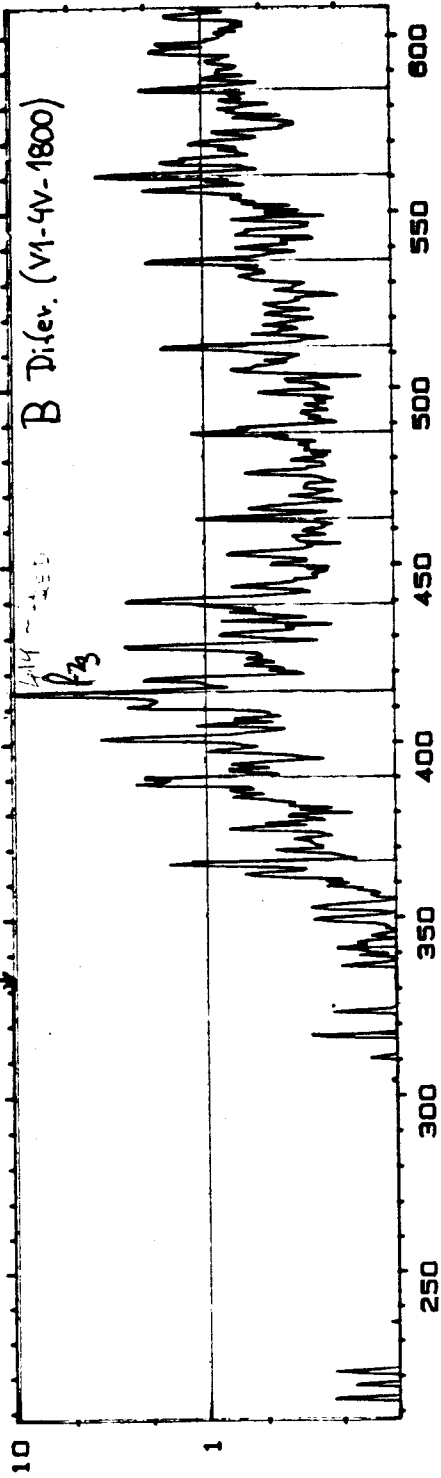
W12 AUTO SPEC CH. B  
Y: 63.9U RMS 80dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 2.87U  
X: 468Hz  
 $\Delta$ X: 468.0000Hz  
TOTAL: 127U



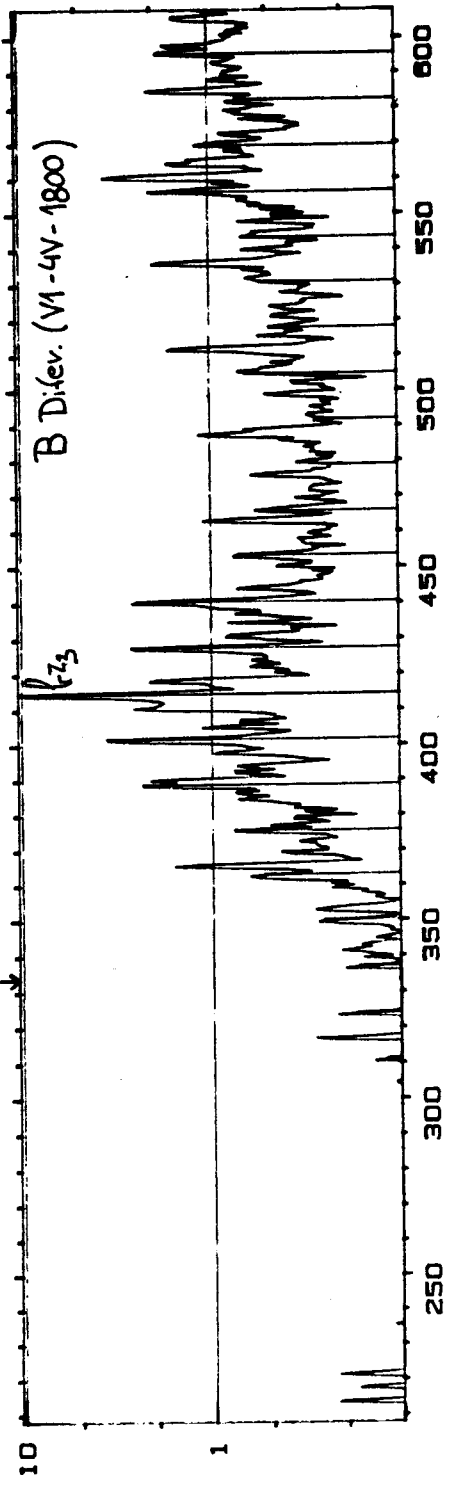
W19 AUTO SPEC CH. B [ ] INPUT  
 Y: 10.4U RMS 40dB  
 X: 208.0Hz + 400Hz LIN  
 SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 95.9mU  
 X: 333.5Hz  
 ΔX: 24.359375Hz  $f_{R3} = f_k$   
 TOTAL: 20.1U



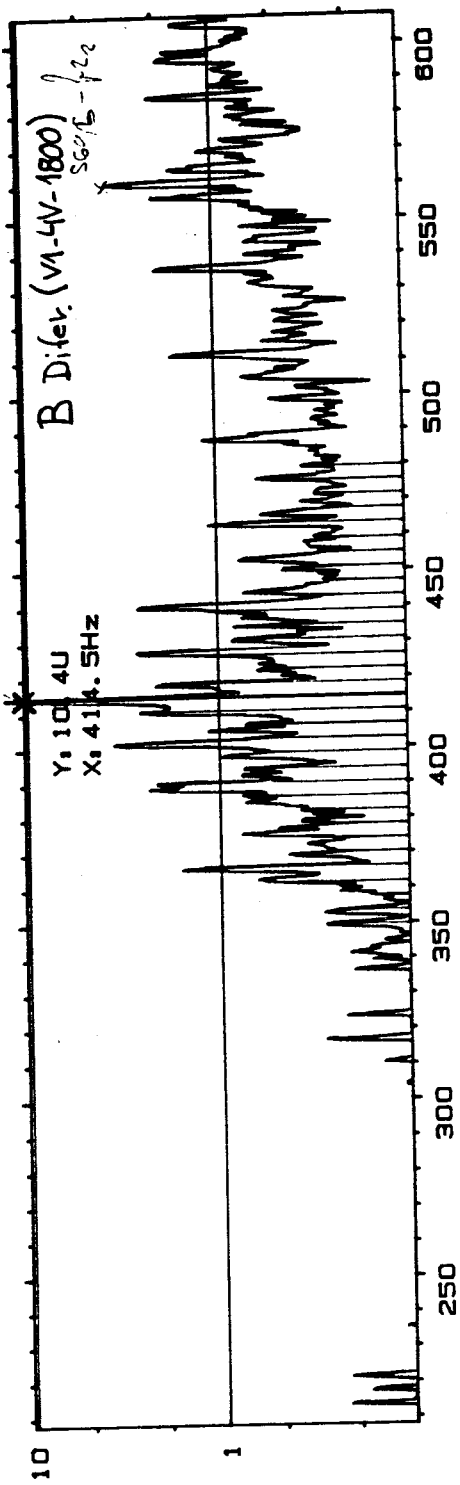
W19 AUTO SPEC CH. B [ ] INPUT  
 Y: 10.4U RMS 40dB  
 X: 208.0Hz + 400Hz LIN  
 SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 95.9mU  
 X: 333.5Hz  
 ΔX: 12.921875Hz  $f_{R4} = f_M$   
 TOTAL: 20.1U



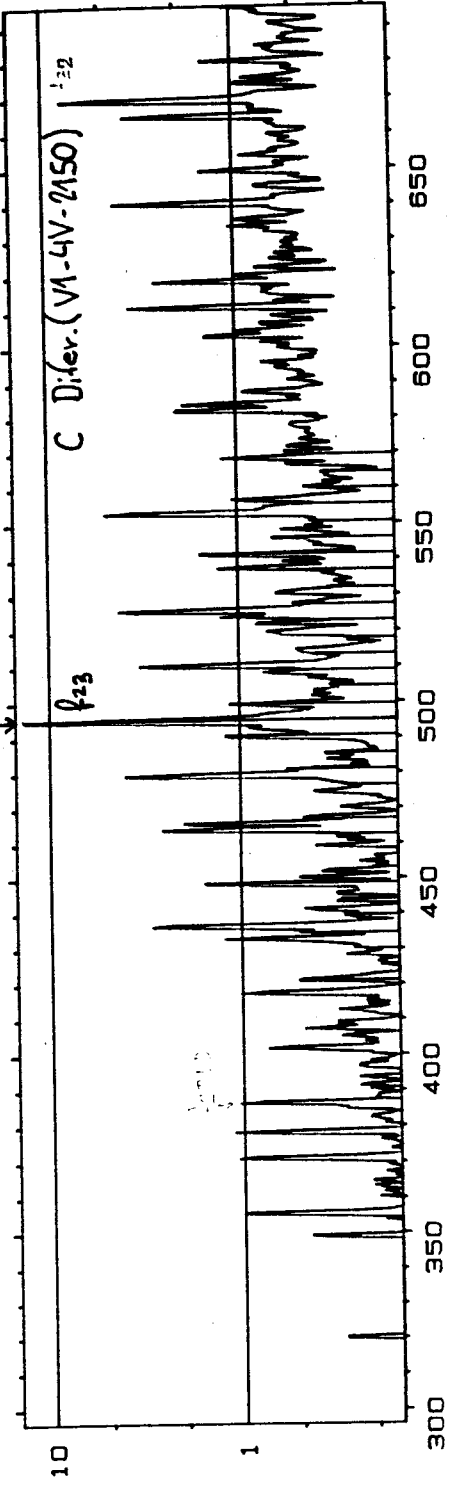
W19 AUTO SPEC CH. B [ J ] INPUT  
 Y: 10.4U RMS 40dB  
 X: 208.0HZ + 400HZ LIN  
 SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 10.4U  
 X: 414.5HZ  
 ΔX: 4.062500HZ f<sub>r5</sub>  
 TOTAL: 20.1U



W19 AUTO SPEC CH. B  
 Y: 15.0U RMS 40dB  
 X: 296.0HZ + 400HZ LIN  
 SETUP W12 #A: 3

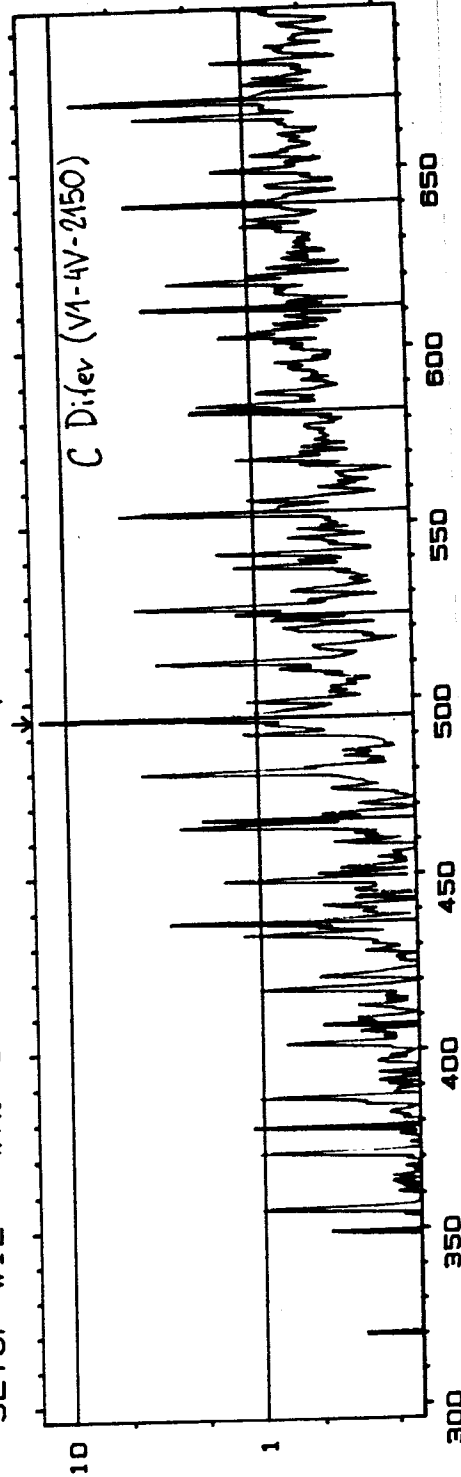
SIDB Y: 13.4U  
 X: 495.0HZ  
 ΔX: 4.640625HZ f<sub>colA</sub>  
 TOTAL: 23.3U f<sub>v5</sub>



W19 AUTO SPEC CH. B  
 Y: 15.0U RMS 40dB  
 X: 296.0Hz + 400Hz  
 SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 13.4U  
 X: 495.0Hz  
 $\Delta X$ : 29.140625Hz  $f_{V3} = -k$   
 TOTAL: 23.3U

$f_{V3}$

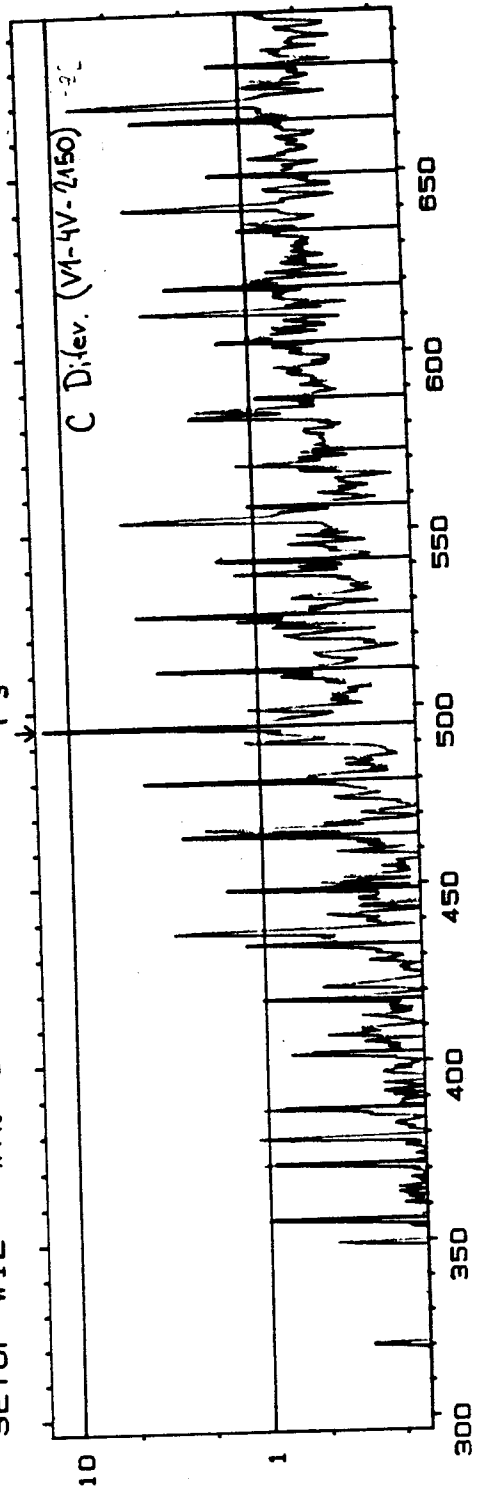


C Difer. (V1-4V-2150)

W19 AUTO SPEC CH. B  
 Y: 15.0U RMS 40dB  
 X: 296.0Hz + 400Hz  
 SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 13.4U  
 X: 495.0Hz  
 $\Delta X$ : 15.453125Hz  $f_{V4} = -v$   
 TOTAL: 23.3U

$f_{V3}$



C Difer. (V1-4V-2150)

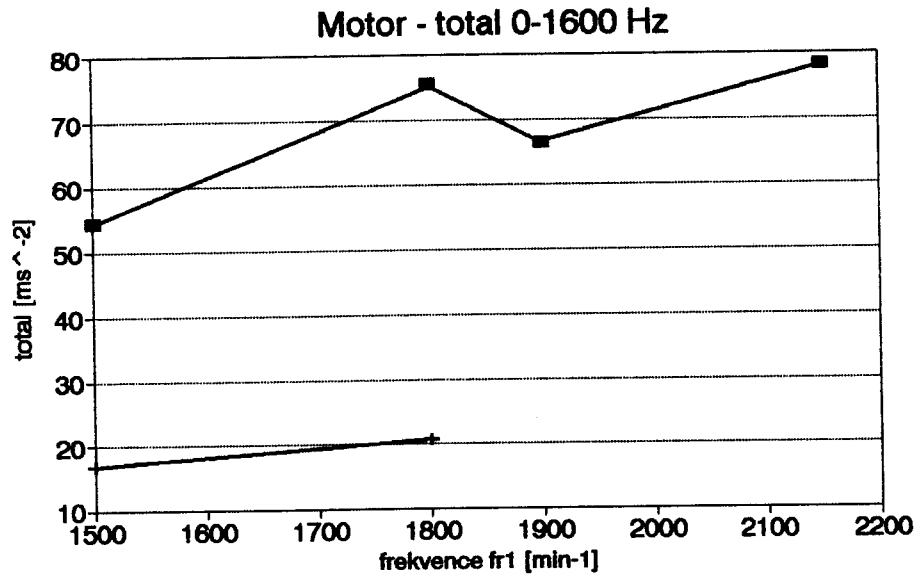
### 6.5. Analýza kmitání motoru

Analýzu kmitání motoru zahájíme spektrální analýzou v rozsahu 1600 Hz. Z uvedené tabulky č.11 a z příložených spekter vidíme až dvojnásobnou celkovou úroveň kmitání vozu 1 oproti vozu 2. Konstrukce obou motorů je téměř totožná, jediným rozdílem je způsob uložení motorů. Tento fakt je o to víc zvláštní, že vůz 1 má motor uložen šikmo a vůz 2 svisle. Snímač je umístěn také ve svislém směru a přesto vůz 1 má výrazně vyšší celkovou úroveň kmitání. Při analýze v rozsahu 0-200 Hz je rozdíl celkové úrovně kmitání vozu 1 oproti vozu 2 zanedbatelný.

Název	REŽIM JÍZDY							
	A	B	C	D	E	F	G	H
$f_m$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	1500	1800	2150	1900	2150	2150	1500	1800
$a_{efT}$ [ $\text{ms}^{-2}$ ]								
0-200 Hz	2.88	3.91	6.36	4.34	7.17	6.6	2.34	2.84
0-1600 Hz	54.4	75.5	78.3	66.5	81.0	78.0	16.7	20.7
Úrov. modulace [dB]								
$f_{r1}/2$	3.01	4.05	3.72		1.73	2.57	1.91	2.98
$f_{r1}/4$	1.4	1.3	2.65		1.7	1.7	0.9	2.15
$f_{r1}/6$	1.03	1.18	2.3		2.1	1.9	1.55	1.3
$f_{r1}/8$	0.55	0.65	1.35		1.15	1.15	1.72	1.1
$f_{r3}$	1.15	1.6	0.7		1.73	1.1	1.05	1.38

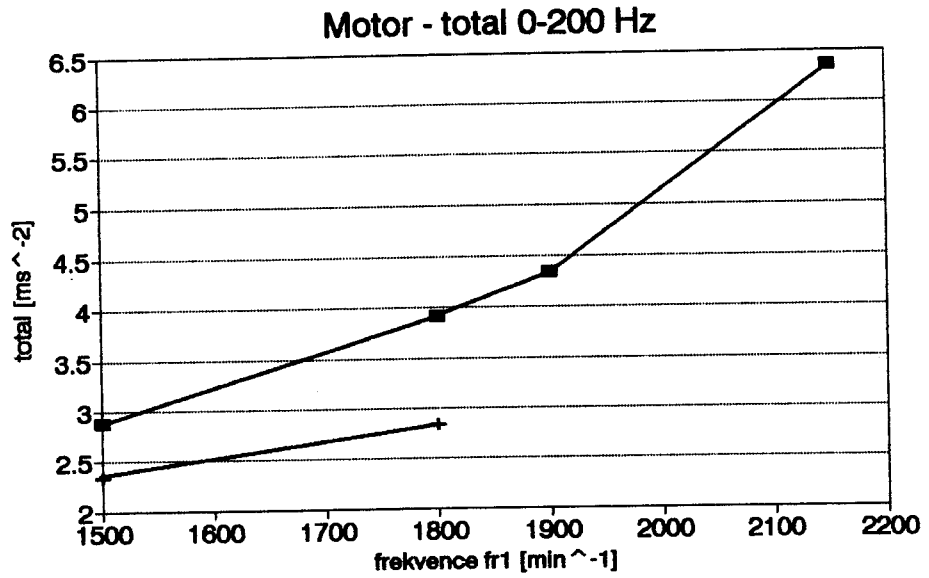
tabulka č.11 - hodnoty zrychlení naměřených na motoru

Při porovnání celkové úrovně kmitání vozu 1 režimu C,E a F (tj.  $n=2150 \text{ min}^{-1}$ ) v rozsahu 0-1600 Hz, ale i 0-200 Hz vidíme, že tato hodnota je téměř stejná. Z toho lze usuzovat, že velikost celkové úrovně kmitání není závislá na zařazeném rychlostním stupni. Jiný závěr nám ukáže pohled na úroveň modulace  $f_{r1}$  při spektrální analýze. Z spektra vidíme, že zcela nejvýraznější modulací je modulace  $f_{r1}/2$ . Její vznik je spojen s pracovním oběhem motoru. Kmitání je převážně způsobeno



■ V1 + V2

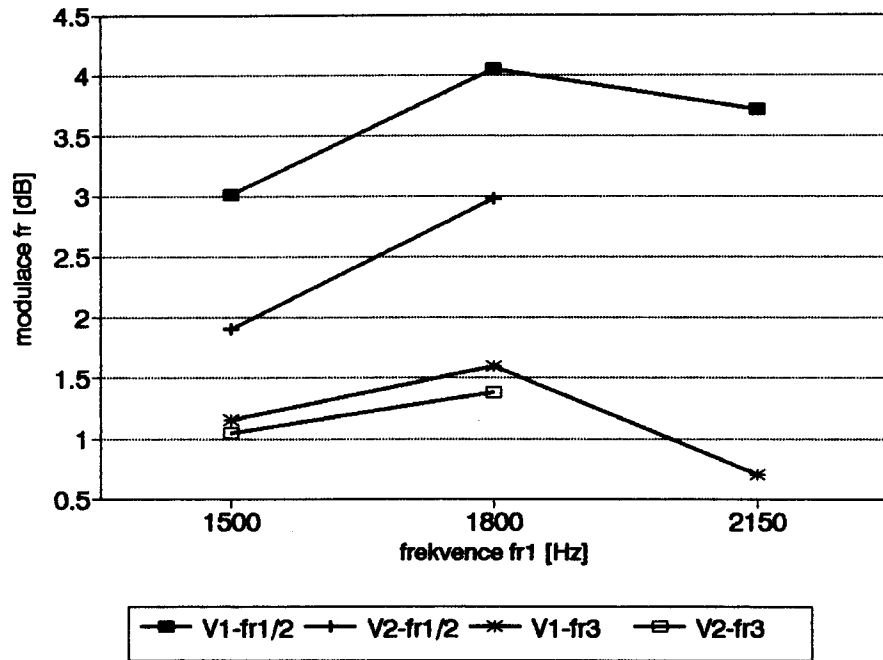
obr. 8.22 - celková úroveň kmitání 0-1600 Hz MOTOR



■ V1-4V + V2-4V

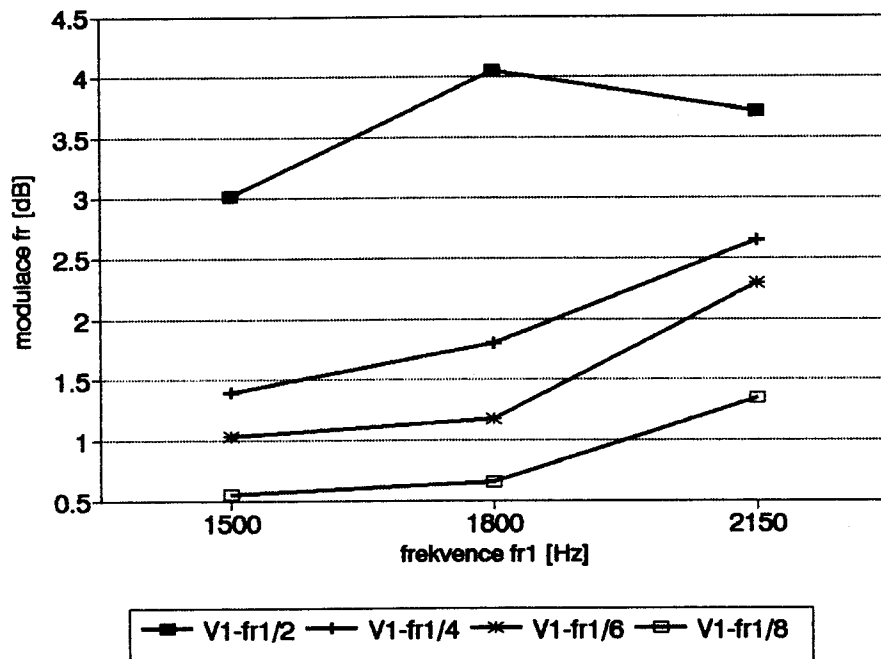
obr. 8.23 - celková úroveň kmitání 0-200 Hz MOTOR

### Motor - modulace fr



obr. 8.24 - modulace fr MOTOR

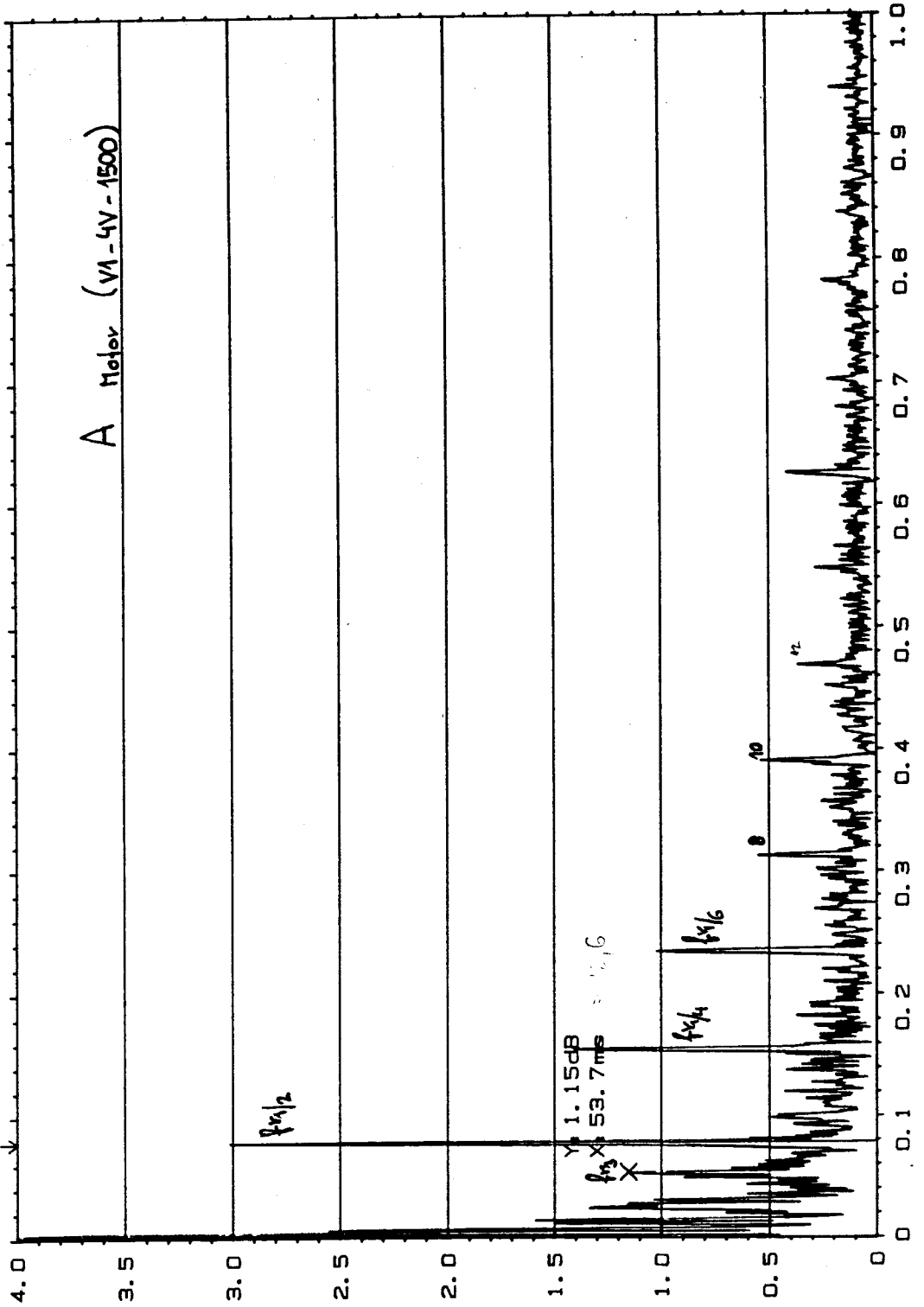
### Motor - modulace fr1/i



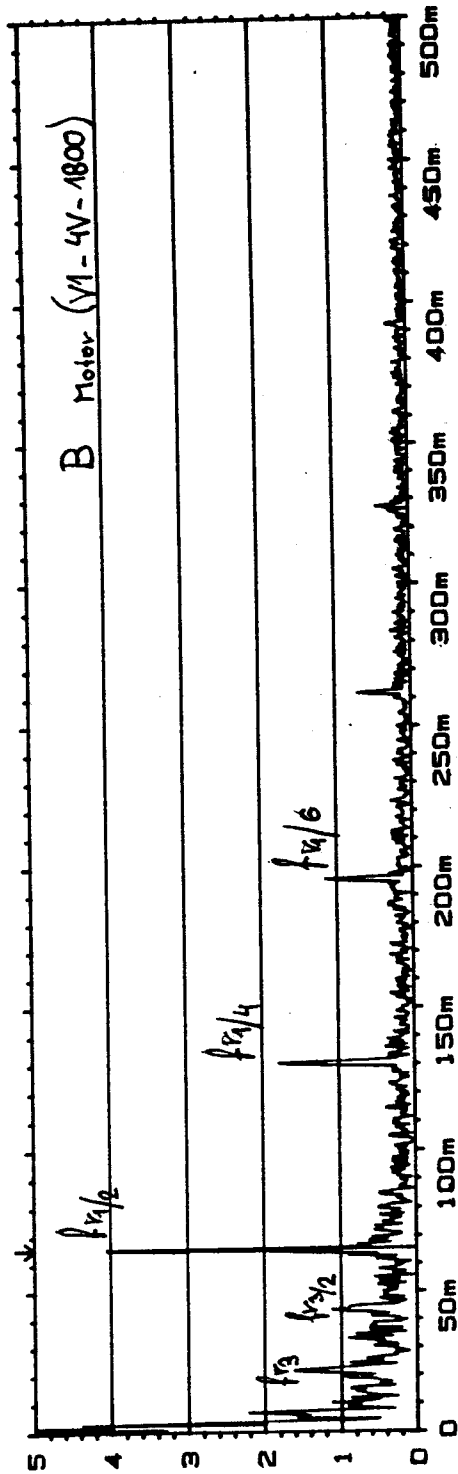
obr. 8.25 - modulace fr1/i MOTOR



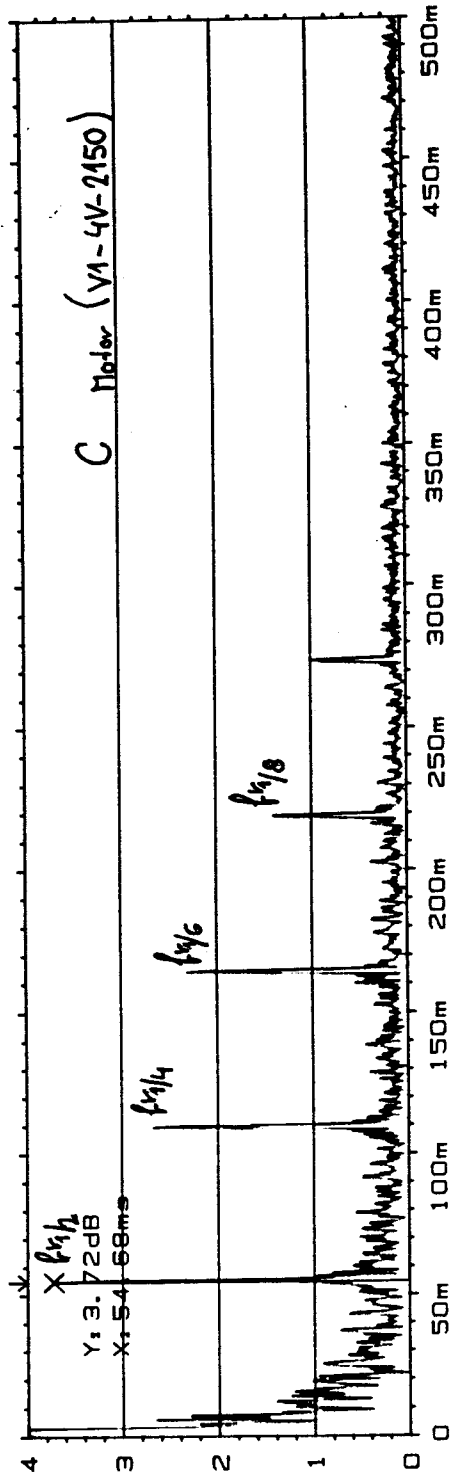
W19 CEPSTRUM CH. A MAG INPUT SIDB Y: 3.01dB  
 Y: 4.00dB X: 78.1ms  
 X: 0.0ms + 1s LONGPASS W: 232 TOTAL :  
 SETUP W12 #A: 3



W19 CEPSTRUM CH. A MAG STORED MAIN Y: 4.05dB  
 Y: 5.00dB X: 65.42ms  
 X: 0.00ms + 500ms LONGPASS W: 232  
 SETUP S12 #A: 3\* TOTAL :

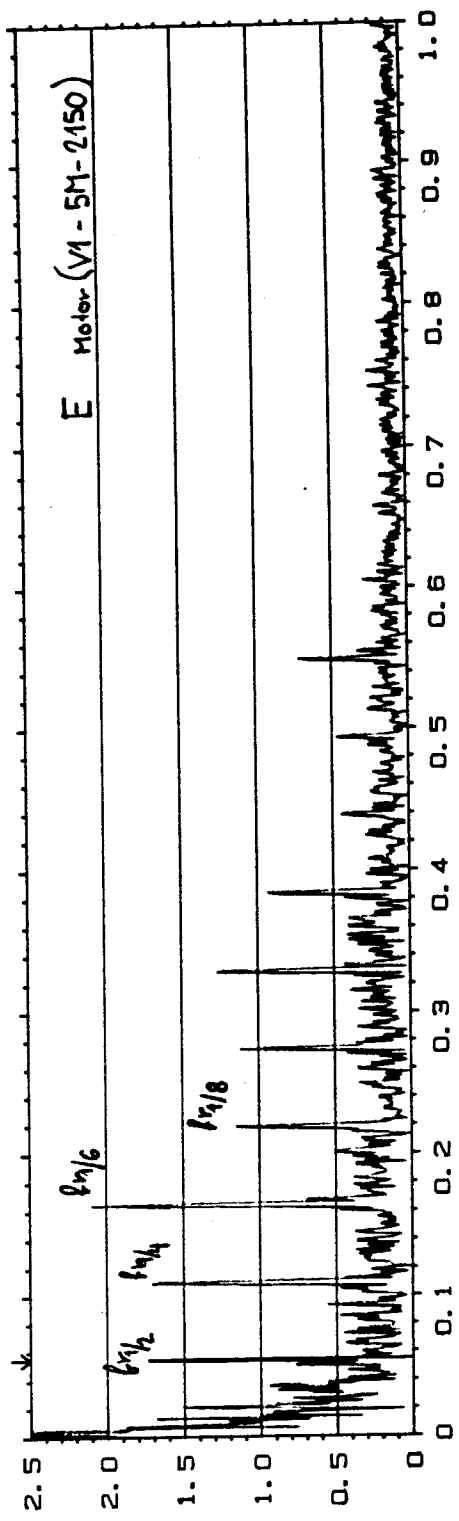


W19 CEPSTRUM CH. A MAG INPUT SIDB Y: 3.72dB  
 Y: 4.00dB X: 54.68ms  
 X: 0.00ms + 500ms LONGPASS W: 232  
 SETUP W12 #A: 3\* TOTAL :



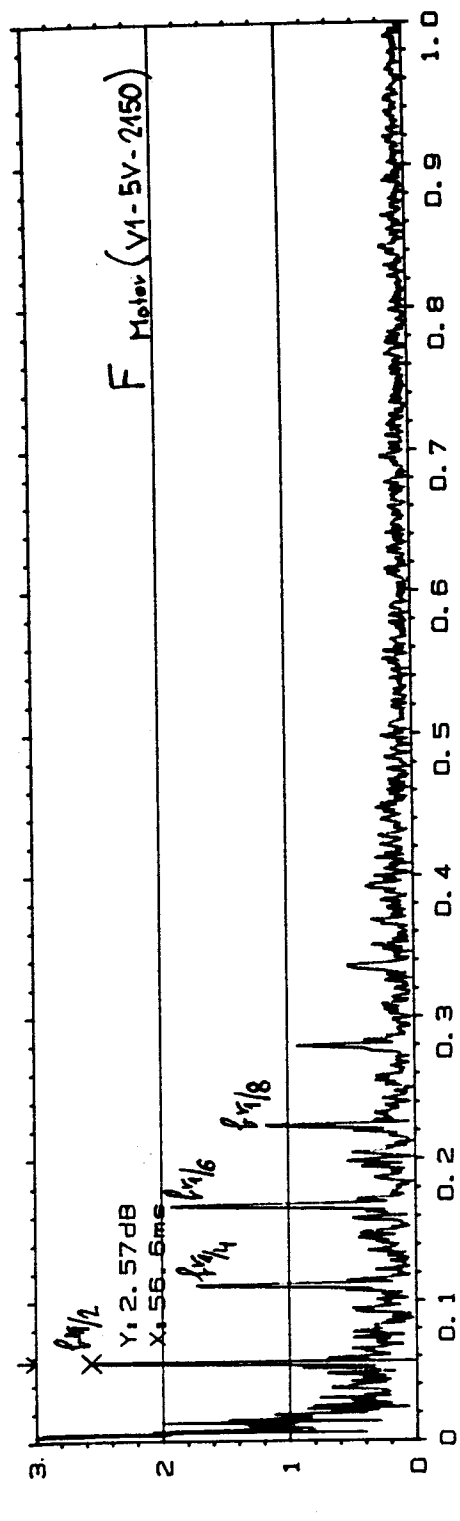
W19 CEPSTRUM CH. A MAG  
 Y: 2.50dB  
 X: 0.0ms + 1s  
 SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 1.73dB  
 X: 54.6ms  
 LONGPASS  
 W: 232  
 TOTAL :

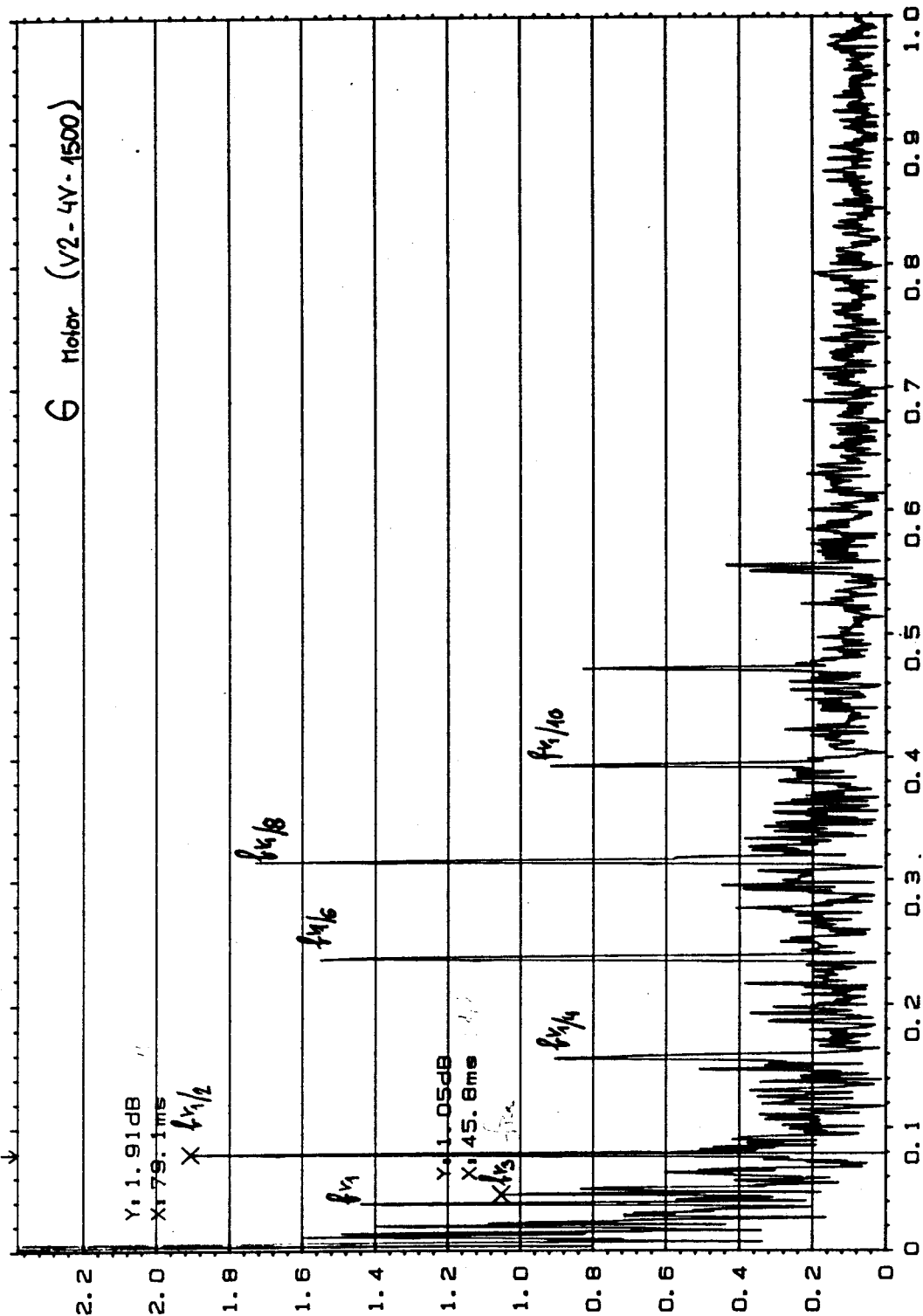


W19 CEPSTRUM CH. A MAG  
 Y: 3.00dB  
 X: 0.0ms + 1s  
 SETUP W12 #A: 3

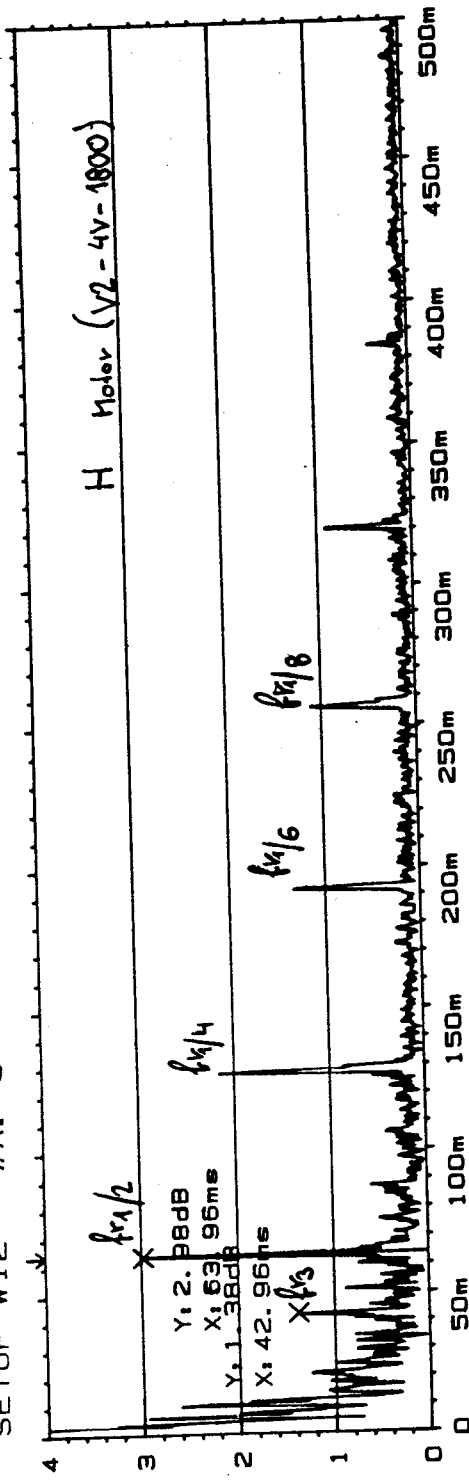
SIDB Y: 2.57dB  
 X: 56.6ms  
 LONGPASS  
 W: 232  
 TOTAL :



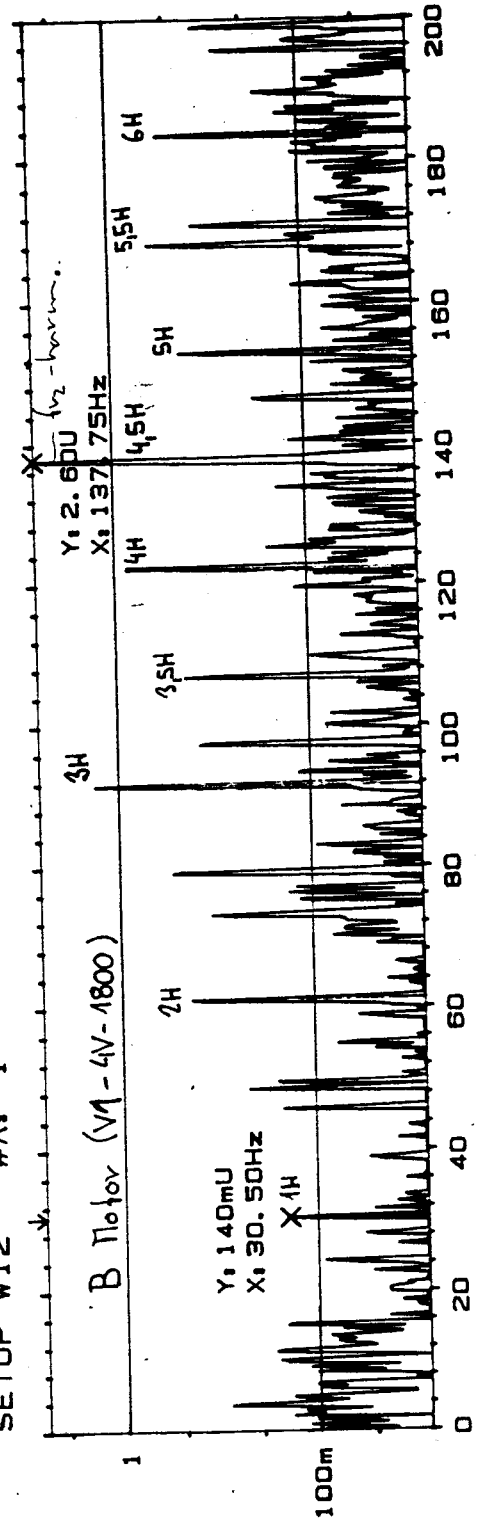
W19 CEPSTRUM CH. A    MAG    INPUT    SIDB    Y: 1.91dB  
 Y: 2.38dB    X: 79.1ms  
 X: 0.0ms + 1s    LONGPASS    W: 232    TOTAL :  
 SETUP W12    #A: 3



W19 CEPSTRUM CH. A MAG INPUT SIDB Y: 2.98dB  
 Y: 4.00dB X: 63.96ms  
 X: 0.00ms + 500ms LONGPASS W: 232  
 SETUP W12 #A: 3 TOTAL :

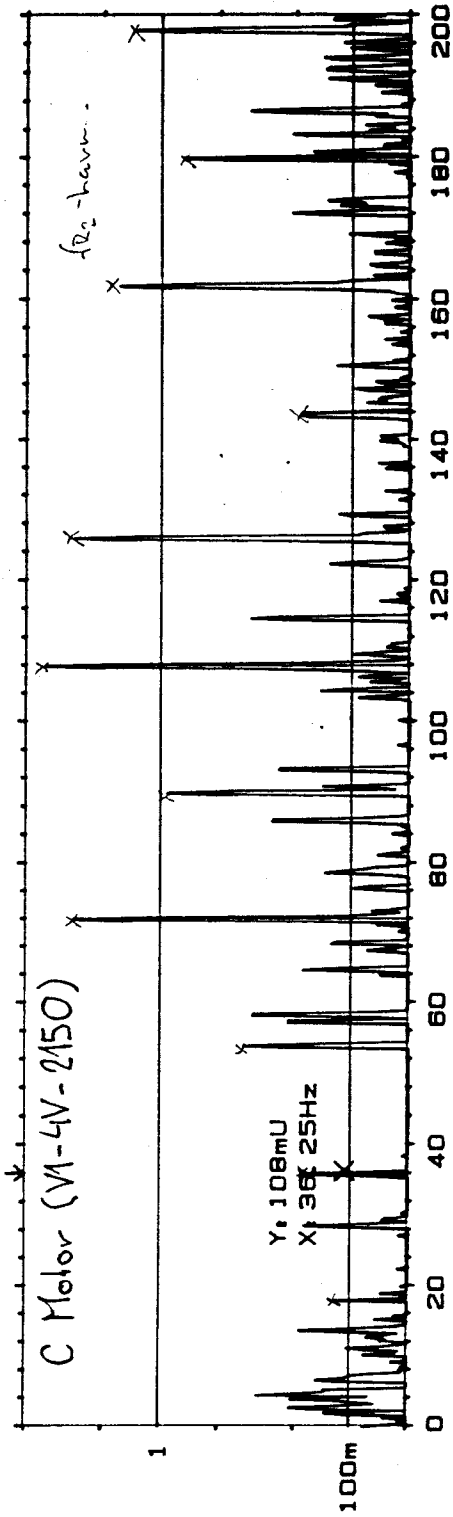


W19 AUTO SPEC CH. A HARM Y: 140mU  
 Y: 2.60U X: 30.50Hz  
 X: 0.00Hz + 200Hz RMS 40dB LIN  
 SETUP W12 #A: 1 TOTAL: 3.91U



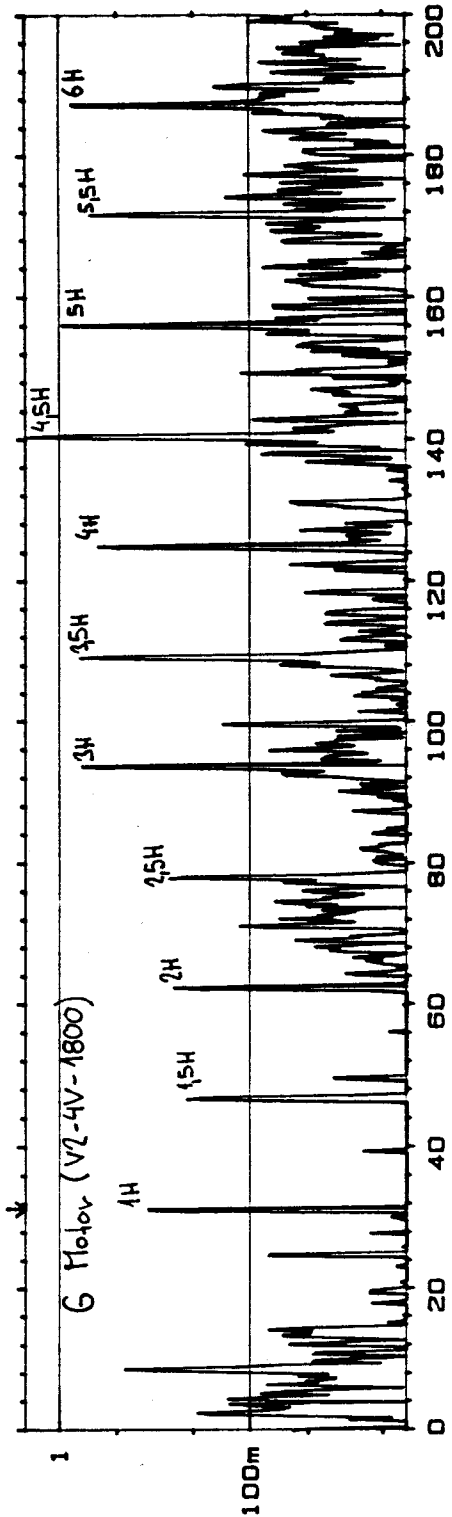
W19 AUTO SPEC CH. A  
 Y: 5.00U RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz  
 SETUP W12 #A: 1  
 LIN

HARM Y: 171mU  
 X: 36.00Hz  
 $\Delta$ X: 36.000000Hz -  $f_{\text{rot}}$   
 TOTAL: 6.36U



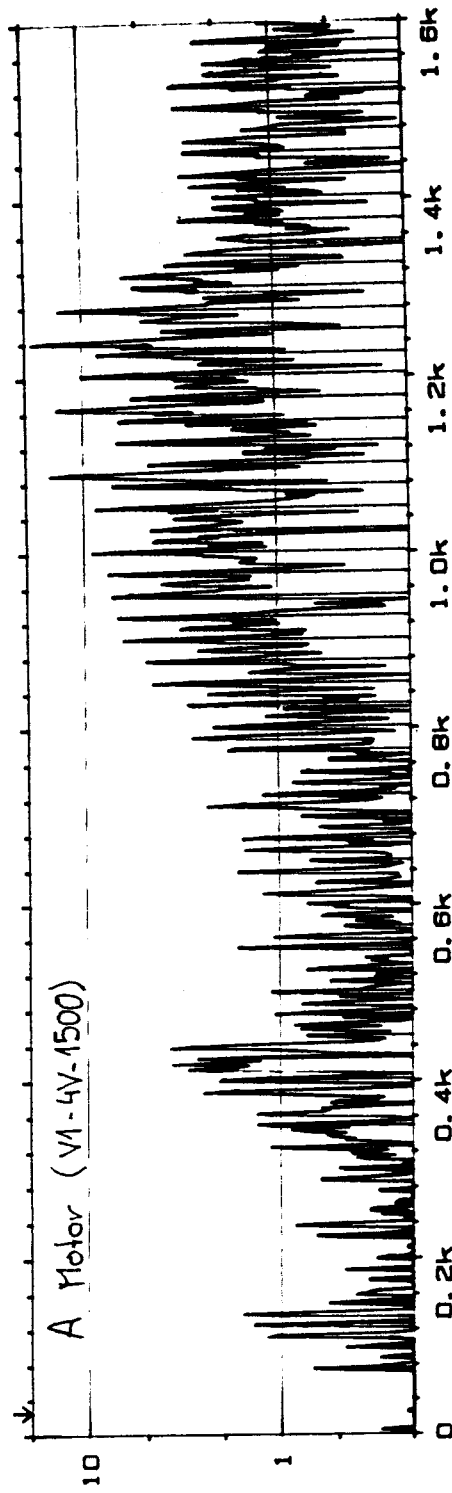
W19 AUTO SPEC CH. A  
 Y: 1.50U RMS 40dB  
 X: 0.00Hz + 200Hz  
 SETUP W12 #A: 1  
 LIN

HARM Y: 339mU  
 X: 31.25Hz  
 $\Delta$ X: 31.250000Hz  $f_{\text{rot}}$   
 TOTAL: 2.84U



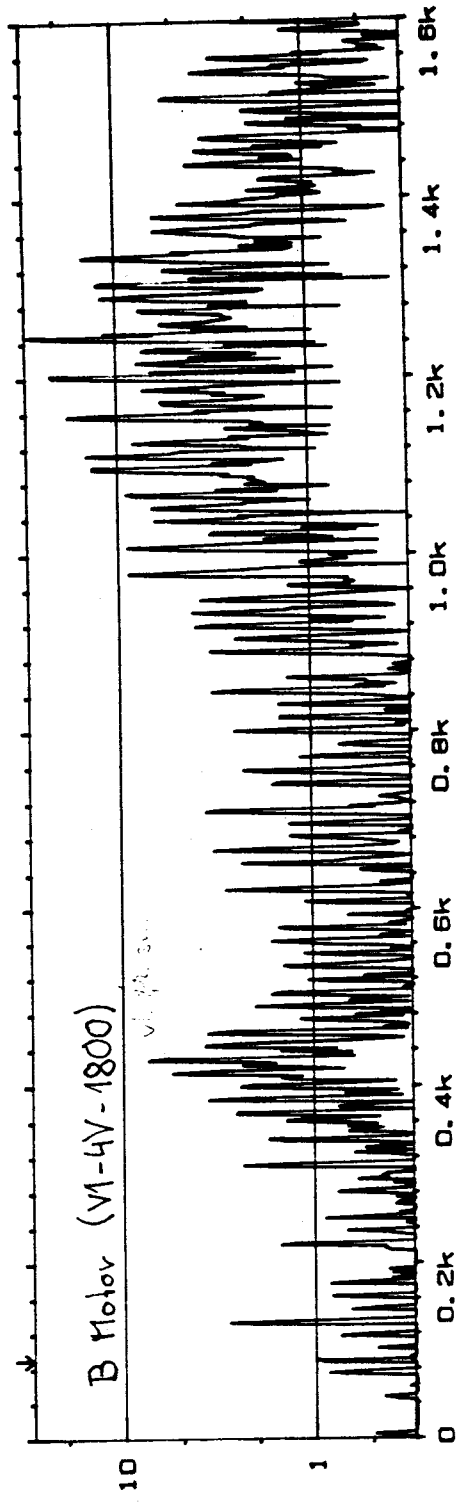
W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 20.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 215mU  
X: 26Hz  
AX: 25.0625Hz FM  
TOTAL: 54.4U



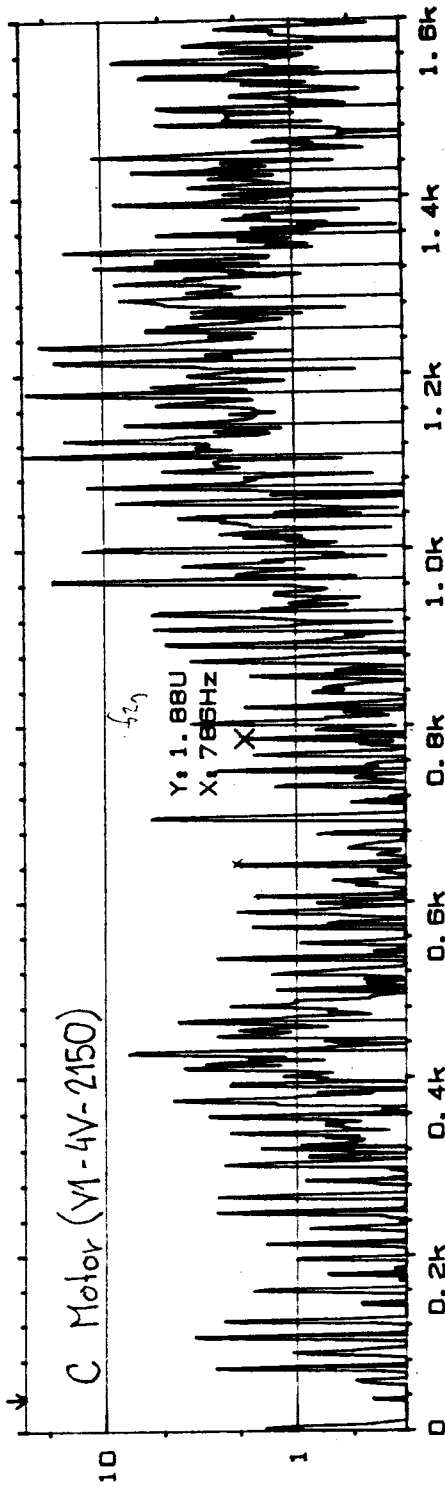
W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 30.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

MAIN Y: 974mU  
X: 90Hz  
TOTAL: 75.5U



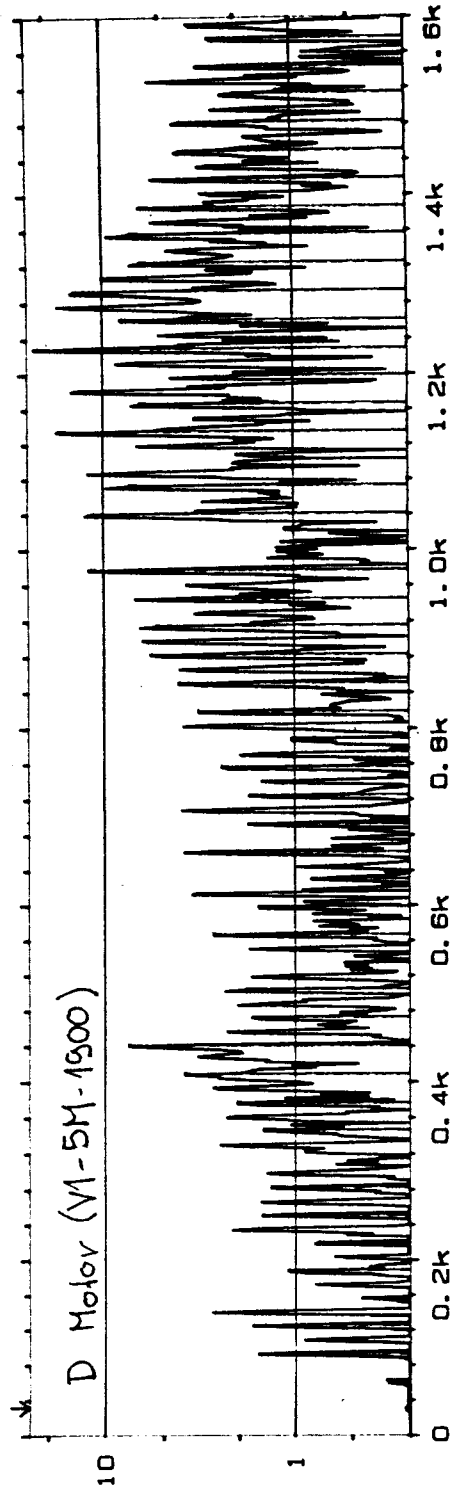
W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 26.7U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 398mU  
X: 36Hz  
ΔX: 35.7500Hz f<sub>r1</sub>  
TOTAL: 78.3U



W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 25.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

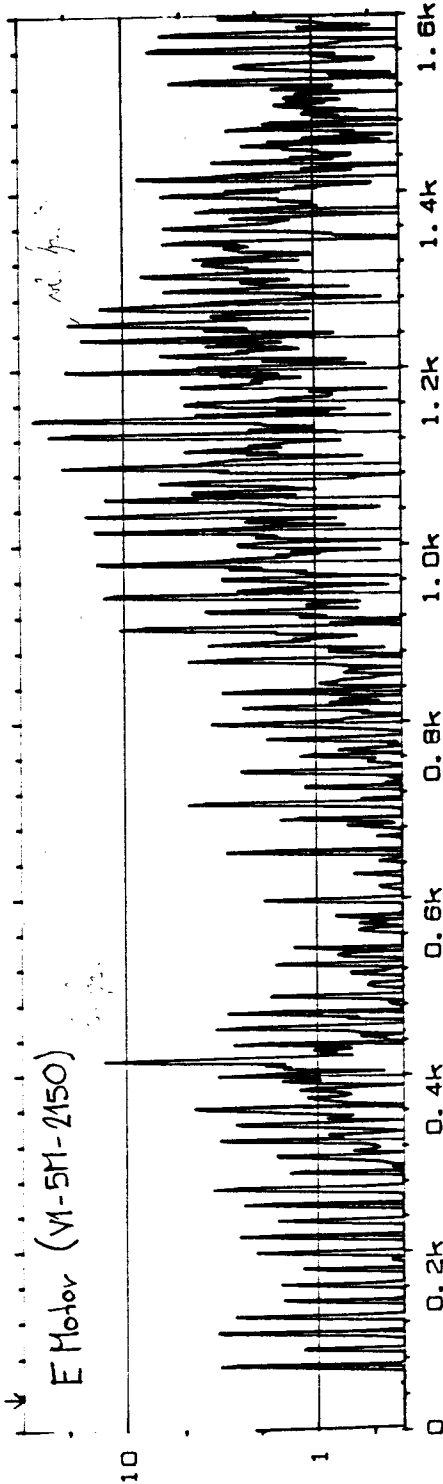
HARM Y: 262mU  
X: 32Hz  
ΔX: 31.5625Hz f<sub>r1</sub>  
TOTAL: 66.5U





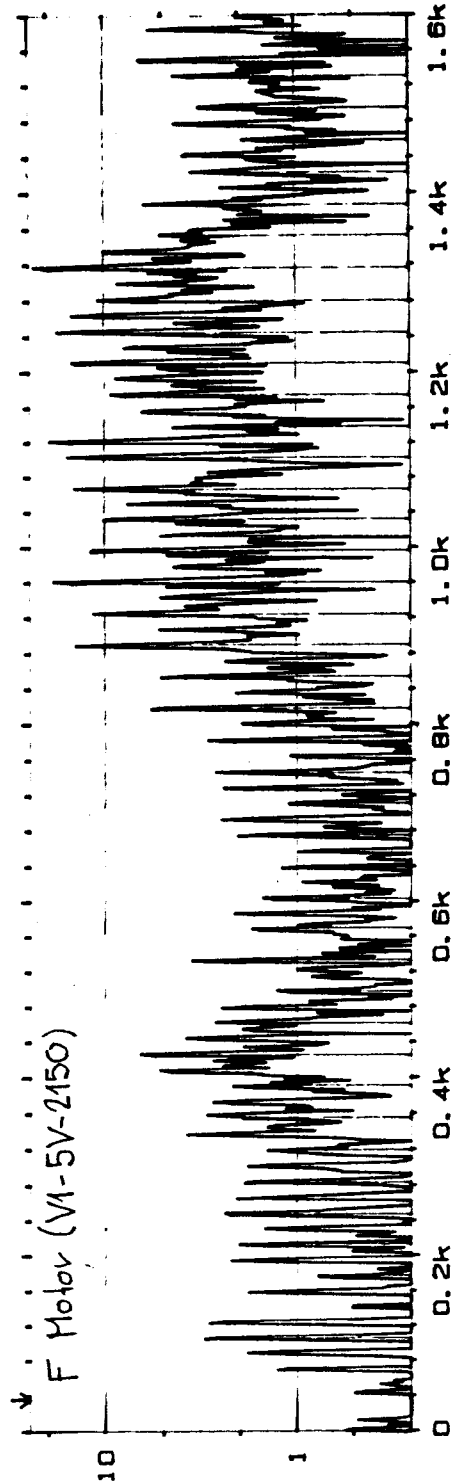
W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 35.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 260mU  
X: 36Hz  
 $\Delta$ X: 36.3750Hz  $f_{v1}$   
TOTAL: 81.0U



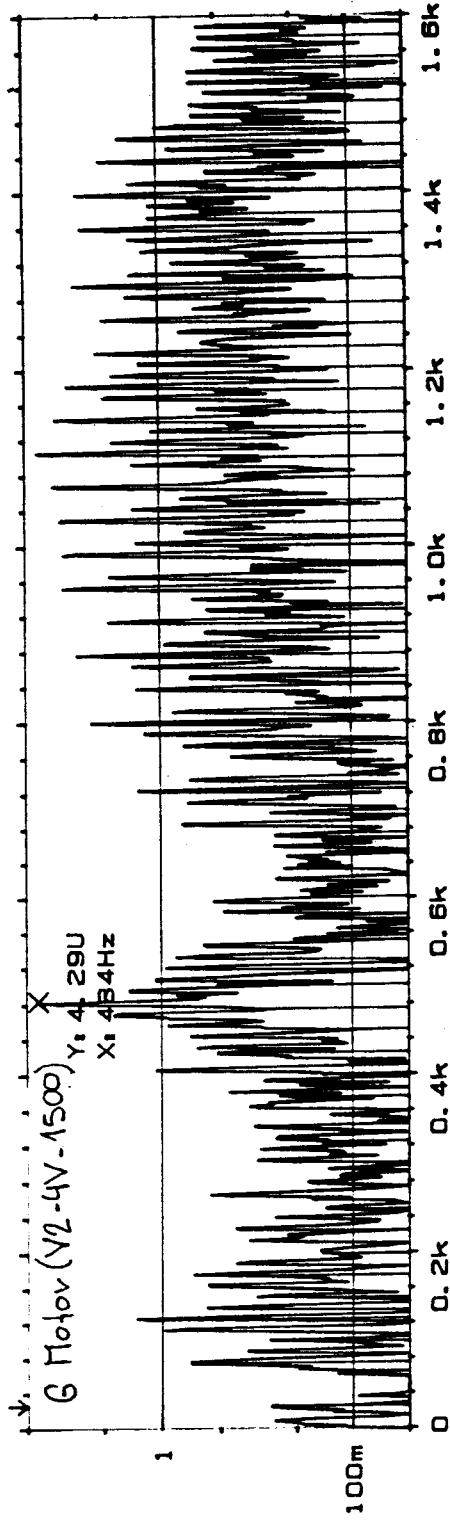
W19 AUTO SPEC CH. A  
Y: 25.0U RMS 40dB  
X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 198mU  
X: 36Hz  
 $\Delta$ X: 35.5625Hz  $f_{v1}$   
TOTAL: 78.0U



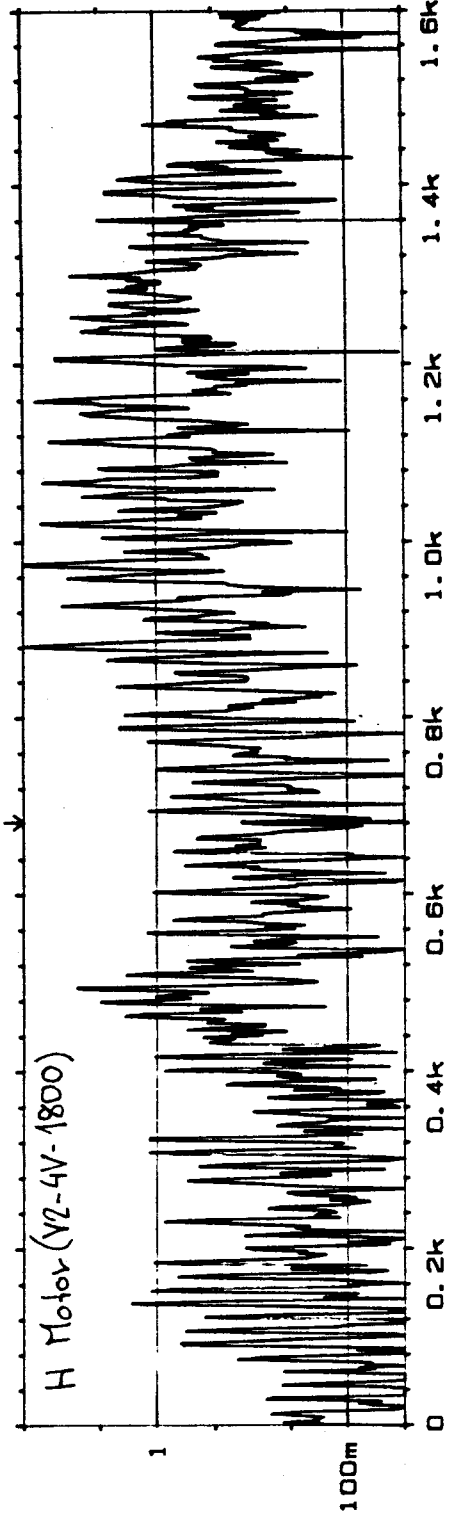
W19 AUTO SPEC CH. A [ J ] INPUT  
 Y: 5.00U RMS 40dB  
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
 SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 267mU  
 X: 26Hz  
 ΔX: 25.0625Hz f<sub>v</sub>  
 TOTAL: 16.7U



W19 AUTO SPEC CH. A  
 Y: 5.00U RMS 40dB  
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN  
 SETUP W12 #A: 1\*

HARM Y: 357mU  
 X: 682Hz  
 ΔX: 680.3750Hz  
 TOTAL: 20.7U



tlakovými a objemovými změnami náplně válce, respektive prudkým hořením směsi, které způsobuje výrazné modulace  $f_{r1/k}$ . Na hodnotě zrychlení kmitání harmonických  $f_{r1}$  se však může podílet řada dalších vlivů, jako jsou vůle klikového mechanismu nebo rozvodový mechanismus s ventily. Porovnáním těchto modulací při jednotlivých režimech jízdy vidíme výrazné zvýšení modulace  $f_{r1/2}$  vozu 1 (obr.č.24) při zařazené rychlosti 4V. Velikost modulace  $f_{r1/2}$  je u ostatních zařazených rychlostních stupňů vozu 1 srovnatelná s vozem 2. Ostatní harmonické složky  $f_{r1}$  (obr.č.25) a modulace  $f_{r3}$  jsou zcela srovnatelné. Analýza kmitání motoru je specifickou záležitostí a přímo souvisí s pracovním oběhem motoru. Pro snížení úrovně kmitání motoru jsou zapotřebí důkladné znalosti vlivu jednotlivých úprav na velikost kmitání, získaných velkým počtem měření. Možnosti snížení vlivu kmitání motoru vzhledem k vozu jsou také ve způsobu uložení motoru, tj. přerušení přenosové cesty.

## 7. Zhodnocení měření

Měření se skládalo ze dvou hlavních částí. Za prvé zjištění rezonančních oblastí a s ním spojené doplňující měření, za druhé měření kmitání za provozu podle stanovených režimů. V první části měření byla snímána odezva na rázové buzení, výsledkem byla naměřená spektra s vyznačením rezonančních oblastí. Toto měření se ukázalo jako výhodné pro objasnění tvaru spekter v rozsazích 0-1600 Hz. Nedostatkem měření bylo, že se nedalo určit, zda zvýšená úroveň spektra v určitém pásmu je způsobena rezonancí držáku, nebo rezonancí zadní nápravy v místě uchycení snímače. Z tohoto důvodu proběhlo doplňující měření které ukázalo, že převážná část rezonančních frekvencí přísluší držáku snímače. V druhé části proběhlo měření za jízdy podle stanovených režimů. Snímače byly umístěny podle návrhu (viz. předcházející kapitoly). Analýza kmitání v kabi-

ně ukázala, které frekvence se nejvýše projevují. Nejvýrazněji se projevuje frekvence  $f_{r1}$ ,  $f_{r3}$  a  $f_{r5}$ . Tyto frekvence odpovídají otáčkám klikového hřídele motoru, otáčkám spojovacího hřídele a otáčkám kol vozu. Pro získání bližší informace byla provedena analýza kmitání v těchto místech. Analýza kmitání motoru ukázala výrazný vliv spalovacího procesu na úroveň kmitání. Velikost těchto vibrací souvisí přímo s procesem hoření ve válci. Tato problematika je však natolik specifická, že vyžaduje podrobnější analýzu. Možností snížení vlivu kmitání motoru na celkovou úroveň kmitání v kabině může být i změna uložení motoru a tím přerušení přenosové cesty. Analýza zadní nápravy ukázala výrazné modulace okolo zubových frekvencí  $f_{z3}$ . Modulace s frekvencí  $f_{r3}$ ,  $f_{r4}$  a  $f_{r5}$  jsou snadno identifikovatelné v krepstrech zadní nápravy. Analýzou zadní nápravy lze objasnit vznik některých modulací. Pro určení ostatních modulací by bylo nutné provést další měření se zaměřením na určité konstrukční skupiny. Měření potvrdilo některé nedostatky nepřesné výroby a montáže spojovacího hřídele. Za výsledek měření lze považovat celkovou analýzu kmitání pohonu, rozbor kmitání v kabině s určením nejvýraznějších zdrojů a naznačení přenosových cest.

#### 8. Možnosti využití měřicí techniky

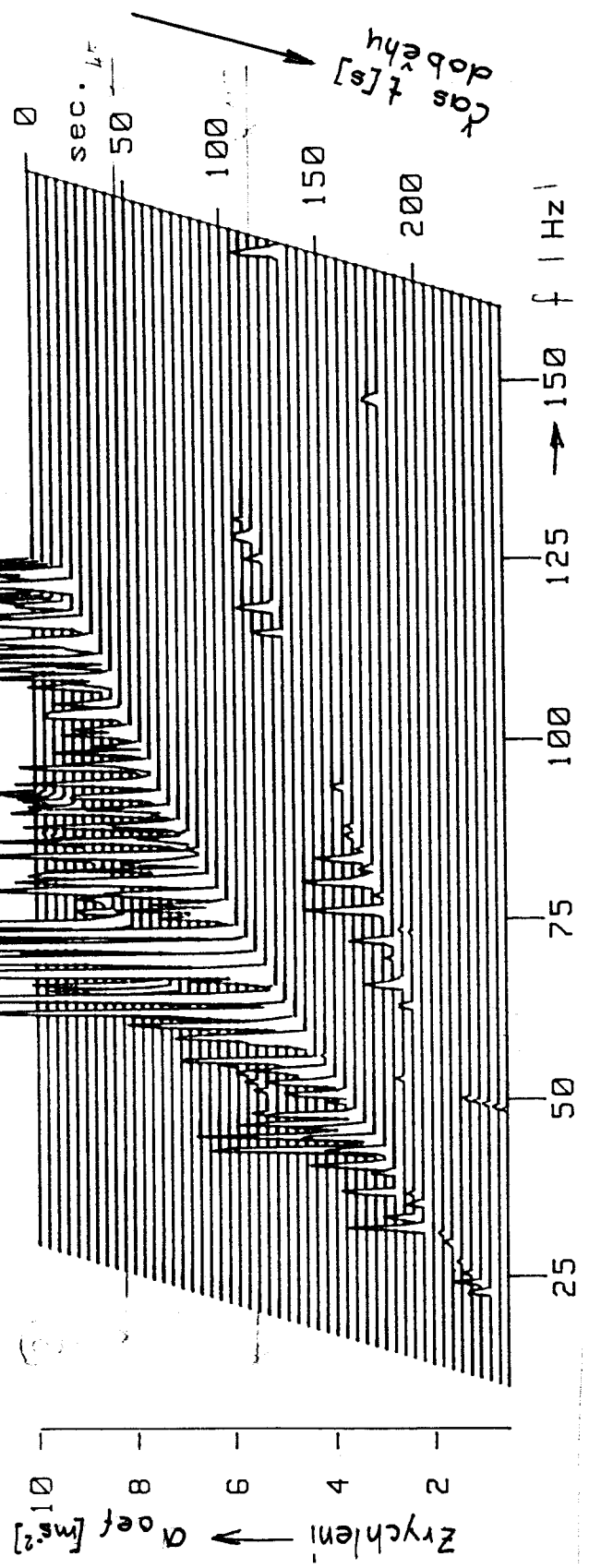
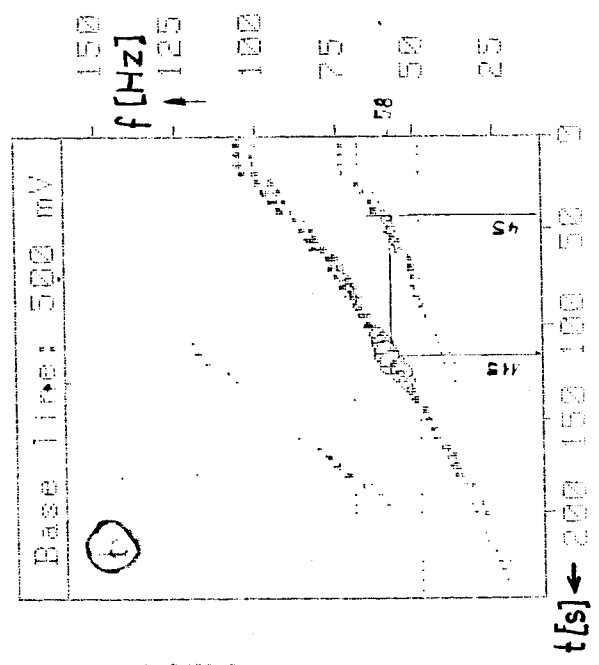
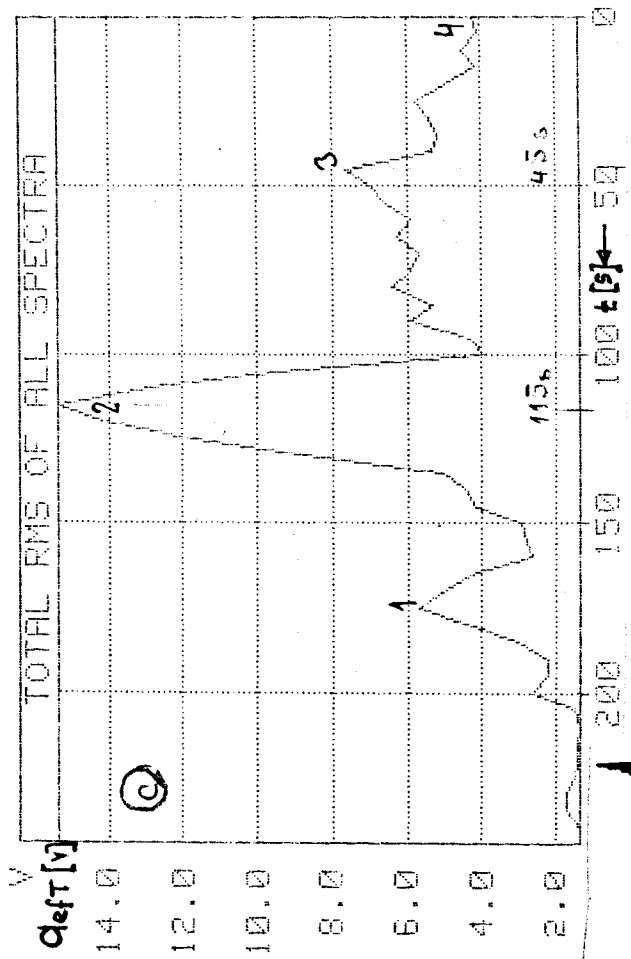
Při měření, které bylo provedeno ve spolupráci ČEZ-OKE Ostrava a s.p. LIAZ, byla použita současná špičková technika firmy Brüel&Kjaer. Při měření ale nebyly využity některé možnosti této měřicí techniky a dostupného softwaru. V průběhu měření byla použita spektrální a krepstrální analýza při ustálených podmínkách měření. Jako nejvýhodnější se jeví použití rozběhové a doběhové charakteristiky. Praktické provedení spočívá v tom, že měřicí technika je stejná s tím rozdílem, že je použit referenční snímač (není nutné). Měření pak probíhá

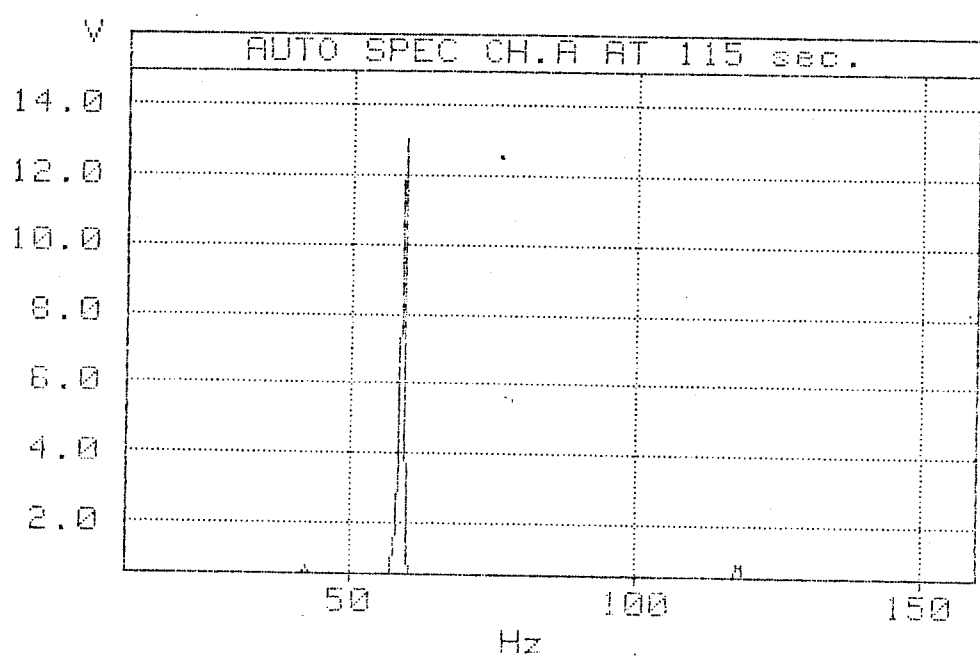
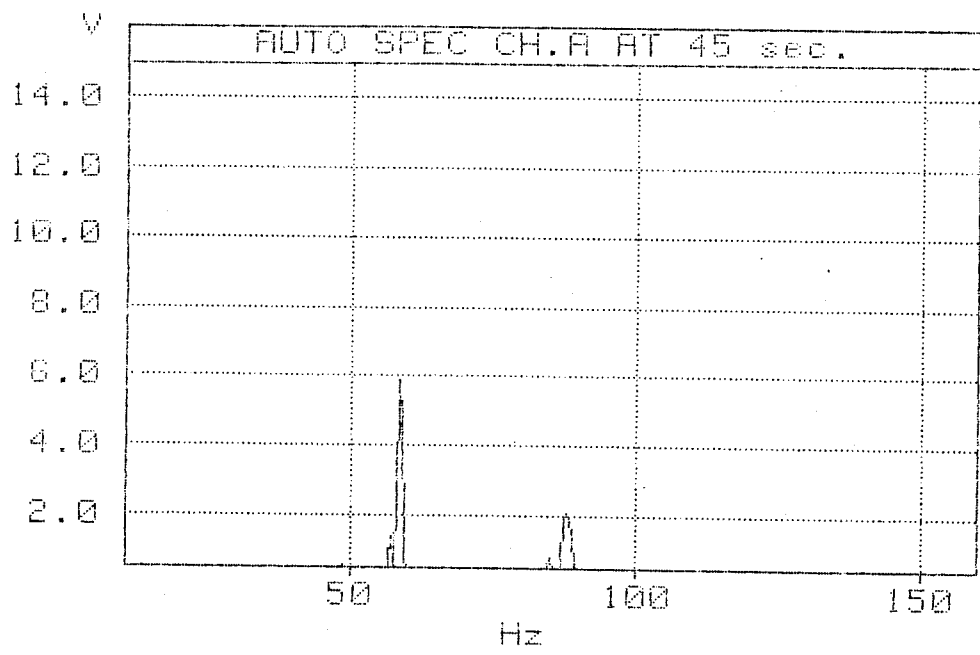
tak, že při daném zařazeném rychlostním stupni akceleruje vůz z minimálních otáček až po maximální. Referenční snímač slouží k zaznamenání okamžitých otáček a tím k možnosti identifikace jednotlivých naměřených hodnot. Z takto provedeného měření můžeme sestavit 3D - diagram. Tento diagram si můžeme představit jako řadu spekter pro různé rychlosti jízdy seřazené za sebou (viz obr.č.26). Z tohoto diagramu potom můžeme provádět následující rozbory:

- 1) Provést řez diagramem hodnotou konstantní úrovně kmitání, tj. rovnoběžně s půdorysem diagramu. Tímto vznikne Campbellův diagram, který nám poskytne informaci o velikosti rezonančních oblastí v souřadnicích rychlosti jízdy a určité frekvence. Velikost rezonančního kmitání je graficky znázorněna buď velikostí kružnice, nebo hustotou bodů (viz obr.č.26).
- 2) Provést řez diagramem hodnotou konstantní rychlosti jízdy. Tímto získáme typ spektra jako při našem měření. Postup vyhodnocení je pak stejný.
- 3) Provést řez diagramem hodnotou konstantní frekvence, tj. rovnoběžně s bokorysem diagramu. Tento postup zvolíme například pro zjištění v jakém rozsahu rychlosti jízdy se vyskytuje určitá rezonance, např. kabiny (viz obr.č.26).

Použité obrázky patří k měření řasnicího stroje.

Při porovnání tohoto a námi použitého postupu měření vidíme, že jeden diagram obsahuje celé spektrum námi naměřených hodnot. Můžeme například provést spektrální analýzu při jakékoli rychlosti jízdy, přičemž doba měření je velice krátká. Další možností je zjišťování vlastních tvarů kmitů, tj. vidů kmitání. Tímto způsobem lze nahradit tu část měření, kde poklepem zjišťujeme rezonanční oblasti. Pomocí rezonančního klavírka zjistíme vlastní tvary kmitů s vyloučením možnosti, že se jedná o vlastní tvary kmitů držáku snímače. Předností je rychlost a nenáročnost měření. Další možností je provádět





průměrování spekter na časové ose umožňující potlačení neko-relovaných šumů, nebo případného nedodržení konstantních podmínek měření (změna rychl.jízdy).

### 9. Návrh nových způsobů měření

Možnosti dalších způsobů měření pohonu vozidel LIAZ jsou následující:

- 1) Měření při různém užitečném zatížení.
- 2) Měření na válcové brzdě.
- 3) Měření motoru na brzdě.
- 4) Měření při větším počtu zařazených rychlostí.
- 5) Větší počet vzorků měření.

1) Podle informací získaných od zkušebních techniků s.p. LIAZ se velikost kmitání s užitečným zatížením zvyšuje. Rozdíl se nejvíce projeví v oblasti zubových frekvencí, kde vlivem užitečného zatížení dojde k určitému vymezení vůlí. Mezi tyto vůle lze považovat vůle klikového mechanismu, boční vůle v drážkování spojovacího hřídele nebo odlehnutí aktivních boků zubů způsobené vůlí v ozubení.

2) Měření úrovně kmitání na válcové brzdě umožní vyloučení vlivu nerovností vozovky a tím odstranění některých těžko odhalitelných jevů ve spektru. Měření na válcové brzdě má i tu výhodu, že lze snadno provádět měření rozběhové a doběhové charakteristiky (3D - diagram). Další výhodou je menší časová náročnost a možnost přesnějšího nastavení podmínek měření.

3) Pro analýzu jednotlivých konstrukčních skupin je možné provést měření na vymontovaných částech. Tímto způsobem získáme čistá spektra a kepektra bez vlivů ostatních částí vozu. Vhodné je to například při snižování úrovně kmitání motoru instalováním na brzdu. Další možností je analýza samotné zadní nebo přední nápravy na speciálním měřicím stanovišti (viz



literatura č.14) Nesmíme však zapomenat, že snížením kmitání vymontované skupiny se nemusí, po jejím opětovném zamontování, snížit celková úroveň kmitání vozu. Tento fakt je dán možností interference kmitání od jednotlivých zdrojů.

4) Aby bylo možno provést komplexní analýzu kmitání je nutné uskutečnit měření při všech zařazených rychlostech.

5) V neposlední řadě je pak nutné, aby byla provedena analýza na větším počtu vzorků. A to z toho důvodu, aby bylo možno stanovit velikosti charakteristických hodnot, které nám pak odhalují chyby montáže a výroby. U sériové výroby by se měla kontrola úrovně kmitání stát záležitostí zcela samozřejmou pro každý vyrobený vůz, stejně jako je kontrola parametrů motoru na brzdě.

## 10. Závěr

V této závěrečné kapitole bych chtěl naznačit celkový pohled na problematiku vibrací u nákladních automobilů a vysvětlit čím přispěla tato diplomová práce při odstranění tohoto nežádoucího kmitání. Již v úvodu bylo řečeno, že jedním z hlavních parametrů pro porovnání kvality nákladních automobilů je hodnota úrovně kmitání naměřená v kabině vozu. Velikost této hodnoty můžeme ovlivnit dvěma základními způsoby:

- 1) Odstranění zdrojů kmitání.
- 2) Přerušeni přenosové cesty.

Tyto dva faktory mají největší vliv na velikost úrovně kmitání v kabině. Částečný vliv může mít i rezonance celé (nebo některé části) kabiny daná naladěním soustavy.

Obsah této diplomové práce je v tomto oboru jedním z prvních materiálů z oblasti diagnostiky nákladních vozů u nás. Tato skutečnost je dána postupným zaváděním moderní techniky v diagnostice strojů. Z toho vyplývá, že část diplomové práce

obsahuje ve zkrácené formě metodiku měření, která u zavedených postupů měření odpadá. Hlavní část diplomové práce je pak zaměřena na identifikaci jednotlivých zdrojů kmitání. V závěru jsou naznačeny možné postupy měření a další využití moderní měřicí techniky.

Při analýze kmitání vozu nesmíme zapomenout na spojitost vibrací s hlukem vozidla, který je dalším vážným problémem konstrukce vozidel. Za předpokladu, že kmitání způsobuje hluk, můžeme považovat tuto diplomovou práci i za příspěvek v oblasti snižování hluku vozidel, kde ve spolupráci VŠST a s.p. LIAZ byly vypracovány dvě výzkumné zprávy (viz literatura č.12a13).

Za přínos této diplomové práce lze považovat provedený rozbor v kabině a na zadní nápravě. Dále pak naznačení možných přenosových cest od těchto zdrojů kmitání do kabiny. Přesněji, odкрыtí problematiky odpružení a tlumení kabiny a tuhost rámu z hlediska kmitání. Aby však bylo možno blíže určit nedostatky konstrukce je nutné provést analýzu se zaměřením na určitou konstrukční skupinu.

Pro podrobnější analýzu, která by nám ukázala přesnější a jednoznačnější výsledky je potřeba provést velkou řadu dalších měření. Tuto diplomovou práci lze považovat za ukázkou možného způsobu hodnocení kmitání vozidel LIAZ.

Na závěr bych chtěl poděkovat Doc.ing.Š.Benešovi CSc., kolektivu diagnostické laboratoře ČEZ-OKE Ostrava a zkušebním technikům s.p.LIAZ za podporu při vypracování diplomové práce.

Použitá literatura :

- [1] Beneš,Š.: Kmitání vozidel LIAZ , Výzkumná zpráva KST 90-21, VŠST Liberec červenec 1990
- [2] Beneš,Š.: Teorie stavby strojů, skripta VŠST,Liberec 1987
- [3] Janoušek,I.-Kozák,J.-Taraba,O.:Technická diagnostika, SNTL,Praha 1988
- [4] Brüel & Kjaer:Lecture Note - Reliable Fault Detection 1988
- [5] Brüel & Kjaer:Lecture Note - Systematic Machine Condition Monitoring, 1989
- [6] Brüel & Kjaer:Lecture Note - Diagnostics of Bearing and Gears, 1989
- [7] Brüel & Kjaer:Notes d'Aplications - Detection des défauts des roulements, 1989
- [8] Brüel & Kjaer:Zkoušení mechanických soustav I.a II., leden 1989
- [9] Hygienické předpisy:svazek 37., Avicenum, Praha 1977
- [10] Hygienické předpisy:svazek 46., Avicenum, Praha 1980
- [11] Bernat,J. a kol.:Měření vibrací na vozidle 150.261, zkušební protokol LIAZ č.109/88, Mnichovo Hradiště srpen 1988
- [12] Kočátko,J.- Němeček,P. : Hodnocení hluku pneumatik, Výzkumná zpráva KST 91-04, VŠST Liberec březen 1991
- [13] Němeček,P. - Kočátko,J. : Měření intenzity hluku na vozidle LIAZ 230.551, Výzkumná zpráva KST 90-32, VŠST Liberec listopad 1990
- [14] Brüel&Kjaer:Aplication Notas - Early Detection of Gear Faults Using Vibration Analysis in a Manufacturer's Test Department, 1989