

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



Petr F a r n í k

ODHLUČNĚNÍ VÍKA VENTILOVÝCH
ROZVODŮ MOTORU ŠKODA 1300

Diplomová práce

1997

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Školní rok : 1996/1997

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro **Petr F a r n í k**

obor 23 - 17 - 8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření Pístové spalovací motory

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

Název tématu : **Odhlučnění víka ventilových rozvodů motoru Škoda 1300.**

Zásady pro vypracování :

1. Zabývejte se obecně zkušebními metodami, konstrukčně-výpočetními postupy a volbou materiálů při snižování hlučnosti víka ventilových rozvodů pístových spalovacích motorů..
2. Vybrané dostupné metody použijte k návrhu konstrukčních variant v úpravě struktury a upevnění víka.
3. Proved'te experimentální měření v přímosu snížení hlučnosti a korigujte konečný konstrukční návrh.

Rozsah grafických prací : výkresová dokumentace

Rozsah průvodní zprávy : cca 50 stran textu včetně grafických zobrazení výsledků měření

Seznam odborné literatury :

Sborník z konference v Grazu: Leise Fahrzeuge - Wunsch oder Wirklichkeit ?, Graz 1990.

Sborník z kongresu FISITA: - sekce Noise - Vibration, Praha 1996.

Výkresová dokumentace Škoda a.s., prospekty zahraničních firem.

Vedoucí diplomové práce : Ing. Celestýn Scholz

Konzultant : Dr. Ing. Pavel Němeček

Zadání diplomové práce : 31. října 1996

Termín odevzdání diplomové práce : 30. května 1997



Doc. Ing. Stanislav Beroun, CSc.
Vedoucí katedry

Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.
Děkan

V Liberci dne 31. 10. 1996

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

obor 23 - 17 - 8

Konstrukce strojů a zařízení

zaměření

Pístové spalovací motory

ODHLUČNĚNÍ VÍKA VENTILOVÝCH ROZVODŮ MOTORU ŠKODA 1300

K S D - 355

Petr F a r n í k

Počet stran	:	70
Počet příloh	:	4
Počet výkresů	:	2
MDT	:	621.431

květen 1997

Obsah

1. ÚVOD	3
2. TEORETICKÁ ČÁST	6
2.1 Vznik a podstata zvuku, hluku a vibrací	6
2.2 Základní pojmy a veličiny v akustice	6
2.2.1 Frekvence	6
2.2.2 Amplituda a výchylka a rychlost	7
2.2.3 Akustický tlak	7
2.2.4 Intenzita zvuku	8
Místopřísežné prohlášení	
Místopřísežně prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.	
2.2.5 Akustická intenzita zvuku	11
2.2.6 Oktávové a třetinooktávové frekvenční pásmo	13
2.2.7 Weber-Fechnerův zákon	14
2.2.8 Oktávové a třetinooktávové frekvenční pásmo	14
2.2.9 Weber-Fechnerův zákon	17
2.3 Hluk a metody snižování hluku pistových spalovacích motorů	19
2.3.1 Hluk sání a výfuku	19
2.3.2 Hluk komprese a spalování	21
2.3.3 Hluk návodového mechanismu	21
2.3.4 Hluk klikového mechanismu	21
2.3.5 Měření hluku vozidla při akcelerační zkoušce	22
2.3.6 Postup při snižování vnějšího hluku	23
2.3.7 Pohltivost	24
2.3.8 Útlum odrazem	26
2.3.9 Útlum zvuku vlivem změny	27
2.3.10 Útlum zvuku při změně průřezu	28
3. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST	29
3.1 Motor Škoda 1.3 MPI	29
3.2 Víko ventilových rozvodů	31
3.3 Analyzátor Brüel&Kjær 2148 a příslušenství	32
3.4 Modální analýza	33
3.5 Kryt motoru	36
3.6 Měření hladin intenzity zvuku a vibrací	36
3.7 Naměřené hodnoty a jejich diskuse	39
3.8 Návrh protihlukových úprav	68
4. ZÁVĚR	69
Literatura	70

V Liberci, 30. května 1997.

Petr FARNÍK

Obsah

1. ÚVOD	5
2. TEORETICKÁ ČÁST	6
2.1 Vznik a podstata zvuku, hluku a vibrací	6
2.2 Základní pojmy a veličiny v akustice	6
2.2.1 Frekvence	6
2.2.2 Akustická výchylka a rychlost	7
2.2.3 Akustický tlak	7
2.2.4 Intenzita zvuku	8
2.2.5 Hladina akustického výkonu	9
2.2.6 Hladina akustického tlaku	11
2.2.7 Hladina intenzity zvuku	13
2.2.8 Oktávové a třetinooktávové frekvenční pásmo	14
2.2.9 Weber-Fechnerův zákon	17
2.3 Hluk a metody snižování hluku pístových spalovacích motorů	19
2.3.1 Hluk sání a výfuku	19
2.3.2 Hluk komprese a spalování	21
2.3.3 Hluk rozvodového mechanismu	21
2.3.4 Hluk klikového mechanismu	21
2.3.5 Měření hluku vozidla při akcelerační zkoušce	22
2.3.6 Postup při snižování vnějšího hluku	23
2.3.7 Pohltivost	24
2.3.8 Neprůzvučnost	26
2.3.9 Útlum chvění odrazem	27
2.3.10 Útlum zvuku vlivem změny materiálu	28
2.3.11 Útlum zvuku při změně průřezu	28
3. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST	29
3.1 Motor Škoda 1.3 MPI	29
3.2 Víko ventilových rozvodů	31
3.3 Analyzátor Brüel&Kjaer 2148 a příslušenství	32
3.4 Modální analýza	33
3.5 Kryt motoru	36
3.6 Měření hladin intenzity zvuku a vibrací	36
3.7 Naměřené hodnoty a jejich diskuse	39
3.8 Návrh protihlukových úprav	68
4. ZÁVĚR	69
Literatura	70

Použité zkratky a symboly

c	rychlost šíření zvuku	m.s^{-1}
d	součinitel přestupu	-
D	přenosový útlum	dB
f	frekvence	Hz
f_i	frekvence i-tého oktávového pásma	Hz
f_k	k-násobky frekvence	Hz
f_m	střední frekvence oktávového pásma	Hz
I	intenzita zvuku	W.m^{-2}
I_0	referenční intenzita zvuku	W.m^{-2}
I_1	intenzita zvuku v pásmu 1 Hz	W.m^{-2}
k	Poissonova konstanta	-
L_I	hladina intenzity zvuku	dB
L_N	hladina hlasitosti	Ph
L_p	hladina akustického tlaku	dB
L_W	hladina akustického výkonu	dB
N	měrný akustický výkon	W.m^{-2}
p	akustický tlak	Pa
p_b	barometrický tlak	Pa
p_{ef}	efektivní tlak	Pa
p_0	referenční akustický tlak	Pa
r	měrná plynová konstanta	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
S	obsah	m^2
T	teplota	K
T_K	doba kmitu	s
u	akustická výchylka	m
v	akustická rychlost	m.s^{-1}
v_{ef}	efektivní akustická rychlost	m.s^{-1}
W	akustický výkon	W
W_0	referenční akustický výkon	W
Z	měrný vlnový odpor prostředí	N.s.m^{-3}
α	činitel zvukové pohltivosti	-
β	činitel zvukové odrazivosti	-
ε	činitel přeměny	-
τ	činitel zvukové průzvučnosti	-
ω	úhlová frekvence	s^{-1}

1. ÚVOD

Zvuk je přirozeným projevem přírodních jevů a životní aktivity člověka. Slyšení je přitom pro něho jedním z nejbohatších informačních zdrojů. Hlukem můžeme označit každý nežádoucí zvuk. Hluk působí přes sluchový orgán na celou nervovou soustavu člověka. Od určité úrovně a doby expozice může pak vyvolávat negativní odezvy na psychický stav člověka a jeho únavu, které se dále promítají i na poruchy tělesných funkcí se sluchem přímo nesouvisející. V extrémních případech pak vede hluk k nevratným poruchám sluchu.

Hluk vozidla je vytvářen celou řadou dílčích zdrojů, které svým účinkem určují jeho celkovou hlučnost. Hluková energie se vyzařuje z vozidla jednak do jeho okolí, tento hluk se nazývá vnějším hlukem vozidla, jednak do prostoru pro posádku a tento hluk se nazývá vnitřním hlukem.

Vnější hluk obtěžuje okolí, a tedy zatěžuje přímo životní prostředí. Hluk způsobený dopravními prostředky je hlavní příčinou celkové úrovně hluku ve městech i v otevřené krajině. Z tohoto důvodu je také legislativně silně omezován. Snižování úrovně vnějšího hluku, i při stojícím vozidle a volnoběžných otáčkách motoru, je však považováno za důležité i z hlediska posuzování celkové technické úrovně vozidla.

Vnitřní hluk působí přímo na posádku vozidla. Má výrazný vliv na její únavu resp. pocit pohody či nepohody a ovlivňuje tím bezpečnost provozování vozidla. Tvoří však také důležitou složku atraktivity vozidla pro případného kupce, protože zajištění snadné hovorové komunikace mezi členy posádky, dobrého poslechu hudby, použití radiotelefonu, vnímání zvukových signálů, atd. je dnes již u vozidel všech kategorií nezbytností. Docílení nízké úrovně vnějšího i vnitřního hluku je proto pro každého výrobce vozidel nutností jak z hlediska legislativního tak i prodejního.

Nakonec bych rád poděkoval panu Ing. Celestýnu Scholzovi za odborné rady a metodické vedení práce, panu Dr. Ing. Pavlu Něměčkovi za experimentální měření, panu Ing. Luboši Královi a panu Václavu Kučerovi z výrobního závodu a.a.s. Škoda v Mladé Boleslavi za zapůjčení automobilu pro experimentální měření a poskytnutí mnoha cenných informací a také panu Ing. Milanu Neubauerovi z vývojového oddělení a.a.s. Škoda v Mladé Boleslavi za mnoho cenných informací.

2. TEORETICKÁ ČÁST

V této části bych se rád krátce zmínil o některých základních veličinách používaných v technické akustice. V závěru potom o problematice hluku a metodách jeho snižování u vozidel a pístových spalovacích motorů.

2.1 Vznik a podstata zvuku, hluku a vibrací

Podstatou zvuku je mechanické kmitání pružného prostředí ve frekvenčním rozsahu 20 - 20 000 Hz, které se šíří konečnou rychlostí určitým prostředím. Akustická vlna se ve vzduchu pohybuje **rychlostí** c danou vztahem:

$$c = \sqrt{k \cdot r \cdot T} \quad [m \cdot s^{-1}; J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}; K]$$

Pro vzduch o teplotě 0 °C a tlaku 101,33 kPa je rychlost šíření zvuku 331,35 m.s⁻¹. Frekvenční rozsah akustického vlnění, kterým se zabývá technická akustika, odpovídá kmitočtovému rozsahu lidského ucha. Jinak se akustika zabývá mechanickými kmity v širším frekvenčním pásmu. Hovoříme potom o třech pásmech: o infrazvuku, slyšitelném zvuku a ultrazvuku.

Hlukem můžeme označit každý nežádoucí zvuk. Jinak nelze hluk přesněji fyzikálně definovat, neboť velmi záleží na vztahu člověka k danému zvuku. Pro někoho může být tento zvuk hlukem, ale pro jiného bude důležitým zdrojem informací. Nazvání daného zvuku hlukem je u každé osoby velice subjektivní, proto boj proti hluku není bojem proti hluku vůbec, ale bojem proti zbytečnému neúměrně silnému hluku, který ruší a znepříjemňuje pobyt a práci člověka, popřípadě ohrožuje jeho zdravotní stav.

2.2 Základní pojmy a veličiny v akustice

2.2.1 Frekvence

Frekvence f určuje počet kmitů za sekundu, které vykoná kmitající hmotný bod. Mezi dobou kmitu a frekvencí platí jednoduchý vztah:

$$f = \frac{1}{T_k} \quad [Hz; s]$$

Podobně je možné přepočítat úhlovou frekvenci ω na frekvenci v Hz podle známého vzorce:

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad [s^{-1}; Hz]$$

2.2.2 Akustická výchylka a rychlost

Rychlost s jakou kmitají jednotlivé částice prostředí, kterým se šíří akustická vlna, se nazývá **akustickou rychlostí** v . Výraz pro její výpočet lze získat snadno, provede-li se první parciální derivaci **akustické výchylky** u podle času. Jako příklad uvádím akustickou výchylku a rychlost pro harmonický signál. Potom

$$u = u_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad [m; m; s^{-1}; s]$$

$$v = \omega \cdot u_0 \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad [m \cdot s^{-1}; s^{-1}; m; s^{-1}; s]$$

Součin amplitudy výchylky a kruhové frekvence dává amplitudu akustické rychlosti:

$$v_0 = \omega \cdot u_0 \quad [m \cdot s^{-1}; s^{-1}; m]$$

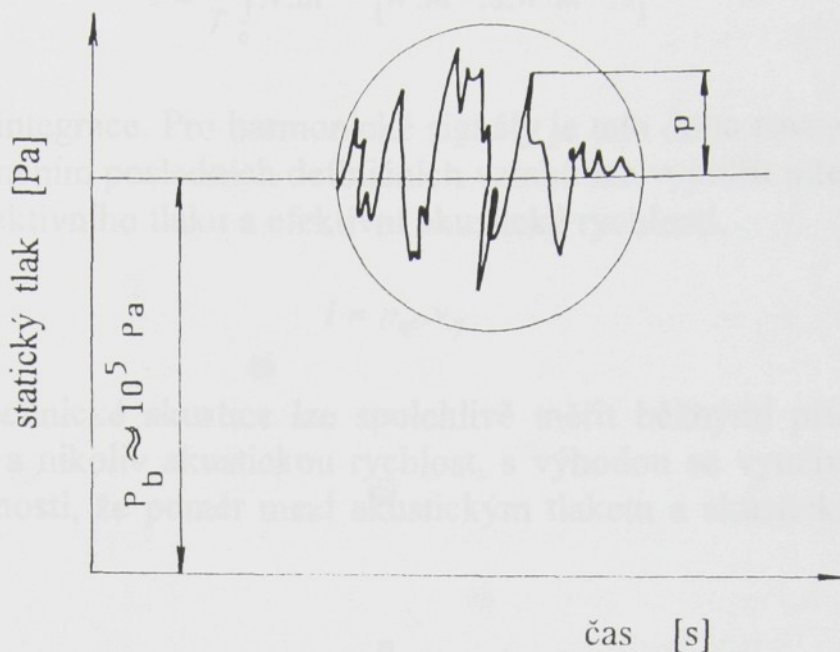
Porovnáme-li mezi sebou tyto vztahy zjistíme, že se akustická výchylka od akustické rychlosti liší jak amplitudou tak i fází. Akustická rychlost je jednou z nejdůležitějších akustických veličin a je jí nutno přísně odlišovat od rychlosti šíření zvuku. Její velikost je o mnoho řádů menší než rychlost šíření zvuku.

2.2.3 Akustický tlak

Při šíření vlnění v bodové řadě lze v daném časovém okamžiku najít místa, kde dochází ke shluku většího počtu kmitajících bodů a naopak také místa, kde je menší hustota molekul. Tomu odpovídají v plynech a kapalinách místa přetlaku a místa podtlaku. S tímto zhuštěním a zředěním částic souvisí změny celkového statického tlaku vzduchu. Na obr.1 je vyznačen celkový statický tlak jako součet středního **barometrického tlaku** p_b a **tlaku akustického** p .

Diagram možno interpretovat tak, že na barometrickém tlaku je namodulován tlak akustický. Barometrický tlak je hodnota přibližně 100 000 Pa, kdežto akustický tlak je veličina o mnoho řádů nižší. Zdravé lidské ucho začíná vnímat akustické tlaky od hodnot $2 \cdot 10^{-5}$ Pa, což je v porovnání s barometrickým tlakem hodnota téměř zanedbatelná. Průběh akustického tlaku je z hlediska matematického zápisu totožný s průběhem akustické výchylky nebo akustické rychlosti. Opět pro harmonický signál možno psát výraz:

$$p = p_0 \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad [Pa; Pa; s^{-1}; s]$$



Obr. 1

2.2.4 Intenzita zvuku

V technické diagnostice se podobně jako v elektrotechnice pracuje s efektivními hodnotami. Následující vztah odpovídá běžnému postupu určování efektivních hodnot v technické akustice:

$$y_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2(t) dt}$$

Pro harmonický signál je výsledek naznačené integrace velice jednoduchý. Např. **efektivní tlak** p_{ef} harmonického signálu je definován vzorcem:

$$p_{ef} = \frac{P_o}{\sqrt{2}} \quad [Pa; Pa]$$

Podobně lze pro **efektivní akustickou rychlost** v_{ef} psát

$$v_{ef} = \frac{v_0}{\sqrt{2}} \quad [ms^{-1}; ms^{-1}]$$

Měrný akustický výkon je dán součinem okamžitých hodnot akustického tlaku a akustické rychlosti. Pro uplatnění již diskutovaných efektivních hodnot, je nutno zavést pojem **intenzita zvuku** I , která je střední hodnotou **měrného akustického výkonu** N

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T N \cdot dt \quad [W \cdot m^{-2}; s; W \cdot m^{-2}; s]$$

kde T je doba integrace. Pro harmonické signály je tato doba rovna době jedné periody. Uplatněním posledních definičních vztahů lze vyjádřit intenzitu zvuku jako součin efektivního tlaku a efektivní akustické rychlosti.

$$I = p_{ef} \cdot v_{ef}$$

Jelikož v technické akustice lze spolehlivě měřit běžnými přístroji pouze akustický tlak a nikoliv akustickou rychlost, s výhodou se využívá u rovinné vlny té skutečnosti, že poměr mezi akustickým tlakem a akustickou rychlostí je konstantní.

$$Z = \frac{p}{v} = \rho \cdot c$$

kde je Z [$Ns \cdot m^{-3}$] **měrný vlnový odpor prostředí**, kterým se šíří akustická vlna. Dosazením do vztahu lze získat konečný vzorec

$$I = \frac{p_{ef}^2}{\rho \cdot c}$$

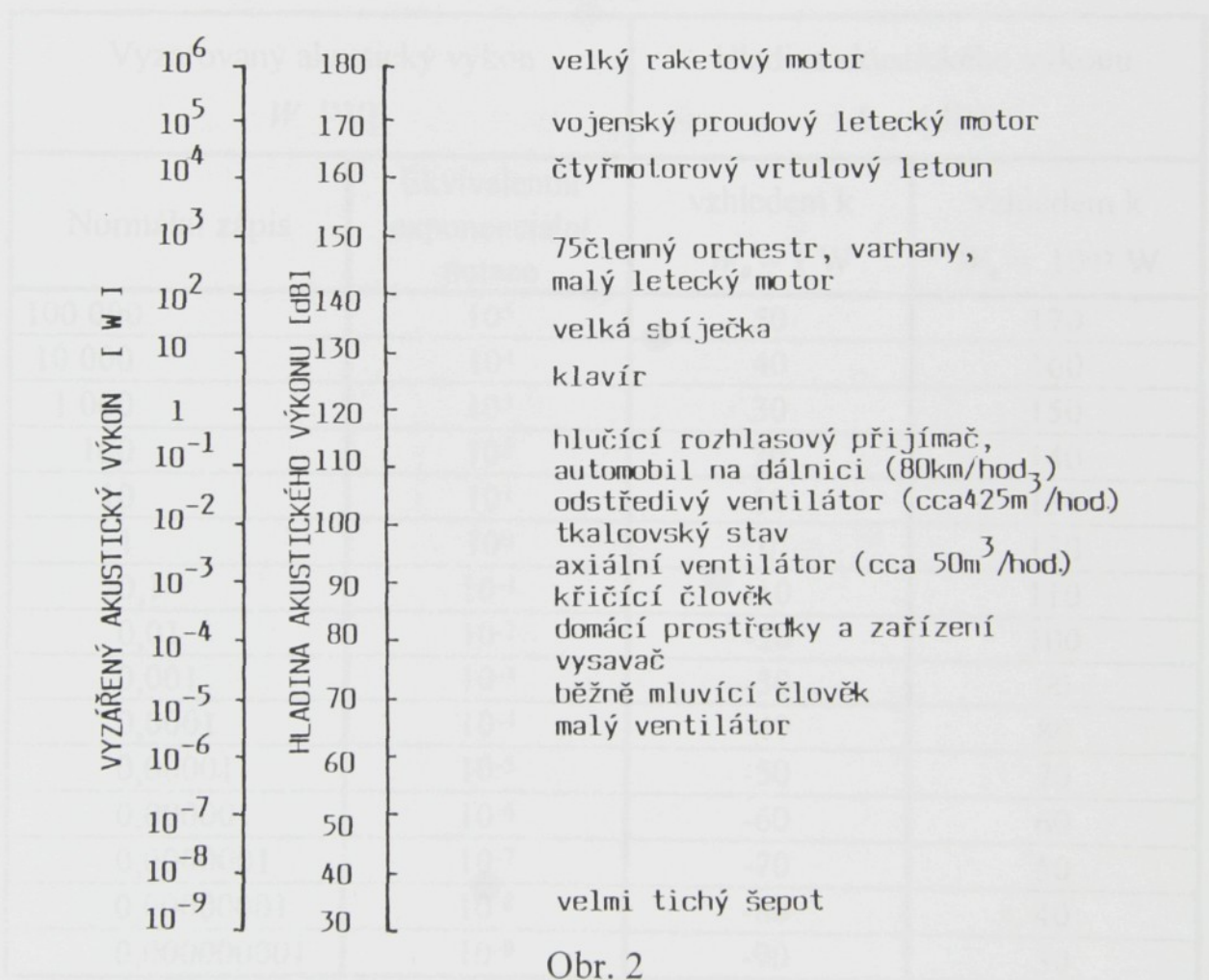
Tento výraz má význam základního vzorce v akustice, neboť je na jeho platnosti založeno nejenom měření hluku, ale i ostatní akustické výpočty. Platí sice přesně pouze pro vlnu rovinnou, ale s dostatečnou přesností ho lze využívat i při šíření kulových vln.

2.2.5 Hladina akustického výkonu

Sleduje-li se šíření zvuku od zdroje k posluchači, zjišťuje se, že se při tom uplatňují základní zákony z fyziky, jako je např. zákon o zachování hmoty a energie. Veličiny, se kterými jsem do této doby pracoval, byly akustický tlak p [Pa], akustická rychlost v [$m \cdot s^{-1}$], intenzita zvuku I [$W \cdot m^{-2}$] a akustický výkon W [W]. Podrobnějším zkoumáním lze zjistit, že se tyto veličiny mění běžně v praxi o mnoho řádů. Např. akustický výkon, který odpovídá slabému šepotu, představuje hodnotu cca $1 \cdot 10^{-9}$ W a křikem naopak můžeme vyzářit do prostoru akustický výkon cca $1 \cdot 10^{-3}$ W, velký symfonický orchestr reprezentuje akustický výkon 10 až 20 W a velký proudový letoun vyzařuje již 10^5 W. Podrobnější přehled možno získat z obr. 2. V širokém rozsahu se pohybují i ostatní akustické veličiny, což si v dalších odstavcích ještě

ukážeme. Podobně jako je tomu i v jiných oborech, je nutno pro grafické vyjádření závislostí použít logaritmické stupnice. Navíc podle Weber-Fechnerova zákona, který bude podrobněji popsán v další kapitole, lze prokázat logaritmickou závislost mezi objektivními akustickými veličinami a subjektivním vjemem člověka. Z uvedených důvodů byl v technické akustice zaveden pojem “hladin” jednotlivých akustických veličin, jejichž jednotkou je “decibel” [dB].

Decibelové stupnice nejsou používány pouze v technické akustice, ale lze se s tímto rozměrem setkat i v elektrotechnice v případech, kdy se např. napětí mění o řády. Vhodnost zápisu pomocí decibelů je zcela zřejmá z tab. 1.



Obr. 2

Z posledních dvou sloupců vyplývá, že při použití decibelových stupnic je důležité stanovit referenční hodnotu. Např. mezi referenčními hodnotami 1 W a 10^{-12} W je v decibelových stupnicích konstantní rozdíl 120 dB. Referenční hodnotu akustického výkonu 10^{-12} W stanoví, v souladu s mezinárodními úmluvami ISO, norma ČSN 01 1304 “Veličiny, jednotky a značky v akustice”. Ve starší technické literatuře, zejména z USA, je možno najít jiné referenční hodnoty. Proto je třeba přejímat informace z této oblasti s určitou opatrností.

Hladina akustického výkonu L_W [dB] je definována vztahem

$$L_W = 10 \cdot \log \frac{W}{W_0}$$

kde je W_0 [W] referenční akustický výkon, $W_0 = 10^{-12}$ W,
 W [W] sledovaný akustický výkon.

Každému zvýšení akustického výkonu o jeden řád odpovídá zvýšení hladiny akustického výkonu o 10 dB.

Tab. 1

Vyzařovaný akustický výkon W [W]		Hladina akustického výkonu L_W [dB]	
Normální zápis	Ekvivalentní exponenciální notace	vzhledem k $W_0 = 1$ W	vzhledem k $W_0 = 10^{-12}$ W
100 000	10^5	50	170
10 000	10^4	40	160
1 000	10^3	30	150
100	10^2	20	140
10	10^1	10	130
1	10^0	0	120
0,1	10^{-1}	-10	110
0,01	10^{-2}	-20	100
0,001	10^{-3}	-30	90
0,0001	10^{-4}	-40	80
0,00001	10^{-5}	-50	70
0,000001	10^{-6}	-60	60
0,0000001	10^{-7}	-70	50
0,00000001	10^{-8}	-80	40
0,000000001	10^{-9}	-90	30

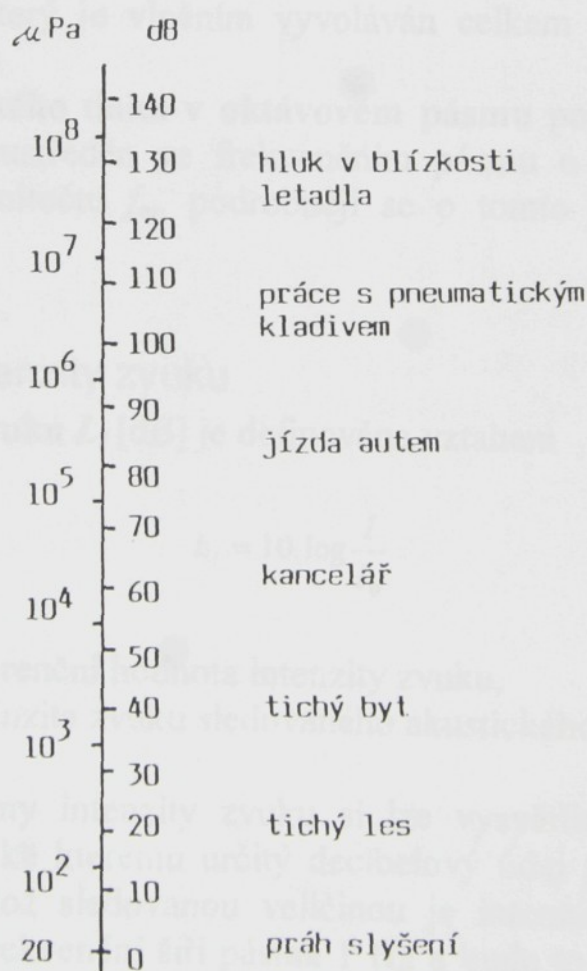
2.2.6 Hladina akustického tlaku

Nejslabší zvukový signál, který je ještě schopen zaznamenat nepoškozený lidský sluch, odpovídá dvaceti miliontinám základní jednotky tlaku 1 Pa, což je akustický tlak 20 μPa. Tato hodnota je $5 \cdot 10^9$ krát menší než normální barometrický tlak. Změna tlaku o 20 μPa je tak malá, že vyvolává vychýlení membrány lidského sluchového orgánu o hodnotu menší než je průměr jednoho jediného atomu. Na druhé straně je překvapivé, že lidské ucho je

schopno snášet akustické tlaky více než 10^6 krát větší. Navíc lidský sluchový orgán rozlišuje tzv. barvu zvuku, což souvisí se schopností rozpoznávat zvuky různých kmitočtů. Z uvedeného opět vyplývá, že vyjadřování hodnot akustického tlaku v [Pa] by bylo velice nepřehledné a vedlo by k častým chybám. Proto i pro akustický tlak byla zavedena příslušná hladina, kterou je nutno vztahovat vždy k určitému kmitočtu, nebo pásmu kmitočtů. Jinak nemá pouhý údaj hladiny akustického tlaku význam, neboť nevypovídá nic o poloze signálu na kmitočtové ose. **Hladina akustického tlaku L_p [dB]** je definována vztahem

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p}{p_0}$$

kde je p [Pa] sledovaný akustický tlak (efektivní hodnota),
 p_0 [Pa] referenční akustický tlak.



Obr. 3

Tato logaritmická stupnice má jako výchozí bod prahovou hodnotu akustického tlaku $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa, čemuž odpovídá v decibelové stupnici 0 dB.

Každému zdesateronásobení akustického tlaku v [Pa] odpovídá zvýšení hladiny akustického tlaku o 20 dB. Na obr. 3 je uveden diagram, který znázorňuje některé běžné zdroje zvuku s jejich typickými hodnotami akustického tlaku resp. hladinami akustického tlaku. K výhodám logaritmické stupnice s jednotkami v [dB] patří také to, že lépe vystihuje subjektivní sluchový vjem relativní hlasitosti než lineární stupnice s jednotkami [Pa].

Odůvodnění je možno najít v tom, že lidský sluch reaguje na procentní změny akustického tlaku, což odpovídá Weber-Fechnerově zákonu. Je nutno poznamenat, že 1 dB je nejmenší změnou, kterou lidský sluch může zaznamenat. Zvýšení hladiny akustického tlaku o 6 dB odpovídá zdvojnásobení akustického tlaku. Při definici hladin jsem doposud nehovořil o jejich funkční závislosti na kmitočtu. Akustický výkon nebo akustický tlak jsou veličiny, které úzce souvisejí s teorií vlnění. Je proto nezbytné uvádět u hladin akustického výkonu nebo hladin akustického tlaku kmitočty, resp. rozsah kmitočtů, ke kterému daná hodnota přísluší. Jako příklad možno uvést tyto pojmy:

a) **celková hladina akustického tlaku** podává informaci o celkovém akustickém tlaku, který je vlněním vyvoláván celkem v celém slyšitelném frekvenčním rozsahu

b) **hladina akustického tlaku v oktávovém pásmu** podává informaci, jaký akustický tlak je soustředěn ve frekvenčním pásmu o šíři jedné oktávy o určitém středním kmitočtu f_m . podrobněji se o tomto problému zmíním v dalších odstavcích.

2.2.7 Hladina intenzity zvuku

Hladina intenzity zvuku L_I [dB] je definována vztahem

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0}$$

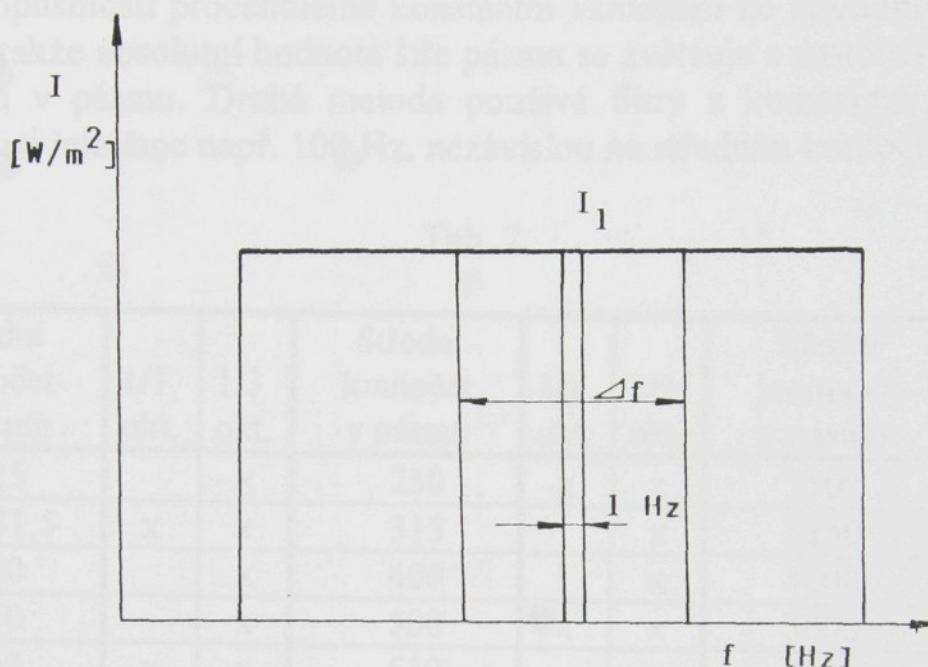
kde je I_0 [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] referenční hodnota intenzity zvuku,

I [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] intenzita zvuku sledovaného akustického signálu.

Na příkladu hladiny intenzity zvuku si lze vysvětlit důležitost údaje o frekvenčním pásmu, ke kterému určitý decibelový údaj patří. Mějme spojitě spektrum zvuku, jehož sledovanou veličinou je intenzita zvuku. Spektrum bude vyneseno pro frekvenční šíři pásma 1 Hz a bude to hodnota konstantní, jak je vidět z obr. 4. Bude-li nás zajímat intenzita zvuku při určité frekvenci a v šíři pásma 1 Hz, lze tento údaj z obr. 4 jednoduše odečíst. Jak však určit, kolik energie je obsaženo např. ve frekvenčním pásmu Δf , které je větší než 1 Hz. Intenzitu zvuku možno vyjádřit vztahem

$$I = I_1 \cdot \Delta f$$

kde je I_1 [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] intenzita zvuku pro šíři pásma 1 Hz.



Obr. 4

Znamená to tedy, že spektra stejného zvuku zakreslená do diagramů pro různou šíři pásma nebudou dosahovat stejných hodnot. Na příkladu se dá ukázat, že spektrum pro šíři pásma $\Delta f = 10 \text{ Hz}$ bude dávat výsledky 10 krát vyšší. Převeďte-li se tento příklad do decibelových stupnic, bude hladina intenzity zvuku ve frekvenčním pásmu 10 Hz o 10 dB vyšší než hladina intenzity zvuku pro jednotkovou šíři pásma, protože lze psát na základě platnosti předcházejícího vztahu

$$L_I = L_{I_1} + 10 \cdot \log \Delta f$$

V příkladu je pro jednoduchost použito pásma 1 Hz a 10 Hz , což jsou z hlediska běžné zvukoměrné aparatury pásma velice úzká. V technické praxi se vžilo použití oktávových a třetinoctávových frekvenčních pásem.

2.2.8 Oktávové a třetinoctávové frekvenční pásmo

Při měření hluku se velice často zajímáme jak velkých amplitud dosahuje kontrolovaný zvuk na určitých kmitočtech nebo kmitočtových pásmech.

Kmitočtové složení zvuku může být při měření získáno pomocí akustických filtrů, které propustí od mikrofону do vyhodnocovacího bloku přístroje pouze signály požadované frekvence. Jsou používány dva hlavní typy kmitočtové analýzy. Buď se jedná o procentuálně konstantní šíři kmitočtového pásma nebo konstantní šíři pásma. Při uplatnění první metody analýzy zvuku je šíře pásma propustnosti procentuelně konstantní vzhledem ke střednímu kmitočtu v pásmu, takže absolutní hodnota šíře pásma se zvětšuje s rostoucím středním kmitočtem v pásmu. Druhá metoda používá filtry s konstantní šíří pásma propustnosti řekněme např. 100 Hz, nezávislou na středním kmitočtu pásma.

Tab. 2

Střední kmitočet v pásmu	1/1 okt.	1/3 okt.	Střední kmitočet v pásmu	1/1 okt.	1/3 okt.	Střední kmitočet v pásmu	1/1 okt.	1/3 okt.
25		x	250	x	x	2500		x
31,5	x	x	315		x	3150		x
40		x	400		x	4000	x	x
50		x	500	x	x	5000		x
63	x	x	630		x	6300		x
80		x	800		x	8000	x	x
100		x	1000	x	x	10000		x
125	x	x	1250		x	12500		x
160		x	1600		x	16000	x	x
200		x	2000	x	x	20000		x

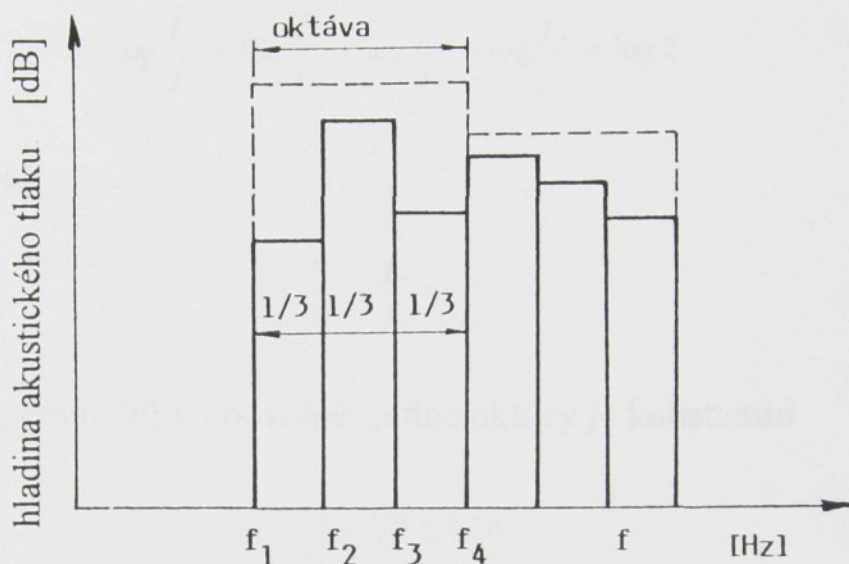
Stroje, které vyzařují čisté tóny, je vhodné měřit pomocí aparatur, které obsahují kmitočtové filtry konstantní šíře, neboť obvykle chceme pro další vývoj těchto strojů znát jejich diskrétní složky. Na druhé straně měření hluku, která mají sloužit k určení celkové hlučnosti, obvykle nevyžadují přesnou znalost spektra včetně úrovně diskrétních složek. V těchto případech lze používat kmitočtové filtry, resp. kmitočtová pásma o procentuelně konstantní šířce. To splňují např. **oktávová pásma**. Kmitočtové pásmo o šířce jedné oktávy je charakterizováno poměrem krajních frekvencí omezujících oktávu

$$\frac{f_2}{f_1} = 2$$

Každou oktávu je možno označit střední frekvencí f_m , kterou lze určit ze vztahu

$$f_m = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$$

Střední kmitočty v oktávových a třetinooktávových pásmech jsou stanoveny normou ČSN 35 6870, z níž vychází tabulka 2.



Obr. 5

Jelikož jsou střední frekvence normovány, vyvstává obvykle opačný problém, zjistit krajní frekvence v určité oktávě, které lze snadno stanovit po úpravě předcházejících výrazů. Dolní frekvence je dána vztahem

$$f_1 = \frac{f_m}{\sqrt{2}}$$

kdežto pro horní frekvenci oktávového pásma je možno použít výraz

$$f_2 = f_m \cdot \sqrt{2}$$

Šířka oktávového pásma se tedy se středním kmitočtem zvětšuje, což dokumentuje následující rovnice

$$(f_2 - f_1) = f_m \cdot \left(\sqrt{2} - \frac{1}{\sqrt{2}} \right) = \frac{f_m}{\sqrt{2}}$$

Kdyby se oktávová pásma očíslovala vzestupně tak, že 1.oktávou by byla oktáva $f_m = 31,5$ Hz a poslední 10.oktáva by byla na kmitočtu $f_m = 16$ kHz, mohou se střední kmitočty v oktávách vypočítat ze vzorce

$$f_m = 15,625 \cdot 2^n$$

kde je n číslo oktávy. Rozdělí-li se oktávové pásmo na tři třetiny (v logaritmických stupnicích), získá se **třetinooktávové pásmo** (viz. obr. 5). Musí pro ně platit následující závislost. Je-li frekvencemi f_1 a f_4 ohraničeno pásmo jedné oktávy a frekvencemi f_2, f_3 krajní frekvence vnitřní třetiny oktávy, lze psát

$$\log \frac{f_2}{f_1} + \log \frac{f_3}{f_2} + \log \frac{f_4}{f_3} = \log \frac{f_4}{f_1} = \log 2$$

kde platí rovnost

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{f_3}{f_2} = \frac{f_4}{f_3}$$

Poměr krajních kmitočtů v libovolné třetině oktávy je konstantní

$$\frac{f_2}{f_1} = \sqrt[3]{2} \approx 1,26$$

Zásadu, která platí pro poměr krajních frekvencí v oktávě nebo v 1/3 oktávy, je nutno uplatnit i při výpočtu středních kmitočtů v určitém pásmu.

2.2.9 Weber-Fechnerův zákon

Lidské vnímání hlasitosti čistých tónů o rozdílné frekvenci vyšetřovali četní badatelé a navrhli rozličné svazky křivek stejné hlasitosti. Tyto křivky jsou výsledkem velkého počtu psychoakustických měření a jsou platné pouze, jsou-li splněny určité podmínky jako při experimentu. Aby bylo dosaženo jednoty, byl mezinárodně normován svazek křivek stejné hlasitosti, který je uveden na obr. 6.

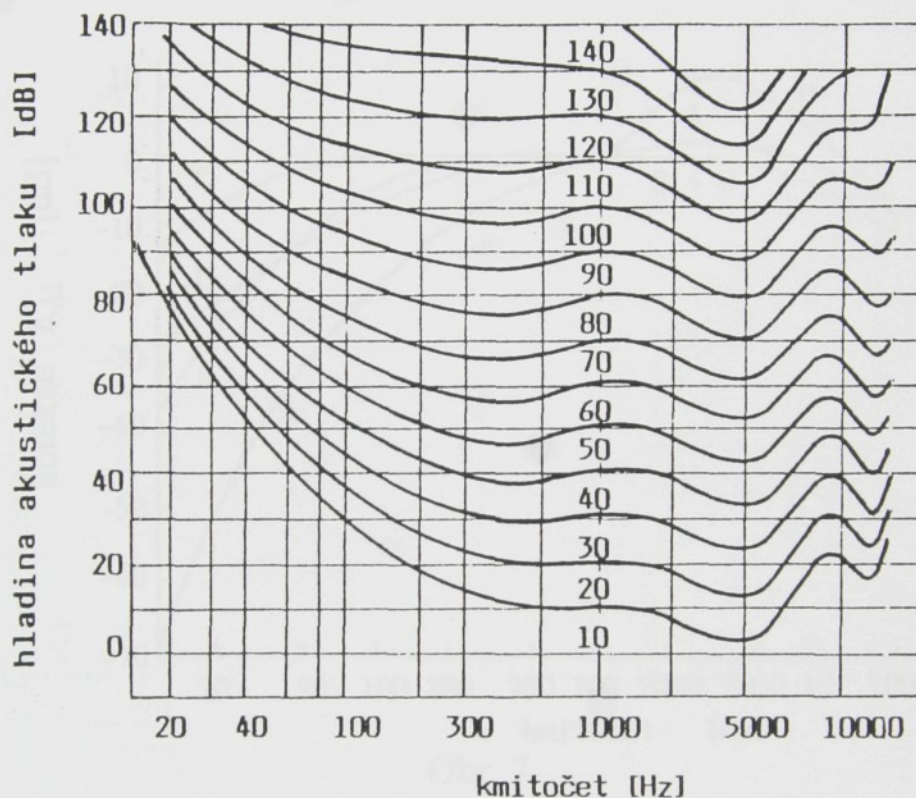
Uvedený diagram znázorňuje, jak jsou křivky stejné hlasitosti čistých tónů závislé na frekvenci. Svislá stupnice je logaritmická, což je v souladu s Weber-Fechnerovým fyziologickým zákonem, který říká, že hlasitost daného tónu roste řadou aritmetickou, roste-li jeho fyzikální intenzita řadou geometrickou. Tomu odpovídá logaritmická funkce pro určení hladiny hlasitosti L_N [Ph]. Tuto definici lze vyjádřit vztahem

$$L_N = konst. \log \frac{I}{I_0}$$

kde je I [W.m⁻²] intenzita vnímaného zvuku

$I_0 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$ referenční intenzita zvuku

Konstanta úměrnosti závisí především na frekvenci tónu. Např. pro tón o kmitočtu 1000 Hz je *konst.* = 10. Při této frekvenci si jsou číselně rovny hladina hlasitosti L_N [Ph] a hladina akustického tlaku. Pro ostatní kmitočty je třeba hladinu hlasitosti stanovit porovnáním se zvukem o referenčním kmitočtu 1000 Hz.

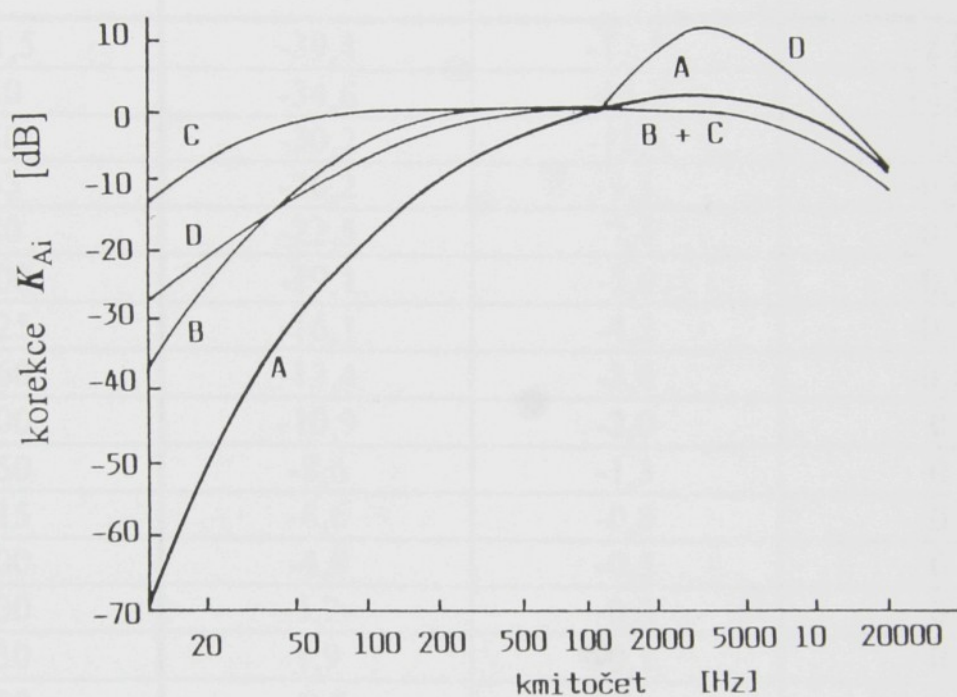


Obr. 6

Křivky stejné hlasitosti sestavené pro čisté tóny vypovídají o citlivosti lidského sluchového orgánu v různých kmitočtových oblastech a hladinách hlasitosti. Aby byl subjektivní vjem člověka stejný u zvuku nízkofrekvenčního jako u zvuku o vysokém kmitočtu, musí být nízkofrekvenční objektivně mnohem silnější. Porovná-li se tento jev třeba pro zvuk o kmitočtu 20 Hz a akustický signál o frekvenci 1000 Hz, je vidět na diagramu na obr. 6, že zvuk nízkofrekvenční musí mít o 40 dB vyšší hladinu akustického tlaku (křivka hlasitosti 50 Ph). Tyto subjektivní jevy kompenzuje při akustických měřeních používání váhových filtrů. V technické akustice se nejčastěji používá filtrů A, B, C a D. Korekční hodnoty váhových filtrů (viz. tab. 3 a obr. 7) jsou mezinárodně standardizovány v rámci ISO.

2.3 Hluk a metody snižování hluku pístových spalovacích motorů

Hlavními příčinami hluku pístových spalovacích motorů jsou vibrace a nerovnoměrné proudění. Jsou zastoupeny v různé míře, což závisí na druhu stroje a způsobu jeho funkce a instalace. Pulsující proudění je převážně způsobováno sáním směsi a výfukem spalin, a mnohdy je hlavní příčinou hluku, jestliže motor nasává vzduch otevřeným potrubím nebo vyfukuje spaliny do atmosféry.



Obr. 7

Kmitání motoru vzniká hlavně pohybem mechanismů, tj. klikového a rozvodového mechanismu, ozubených pohonů, kluzných a valivých ložisek a dalšího příslušenství. Mechanické hluky jsou značně ovlivněny konstrukčním provedením motoru. K tomu přistupuje i vliv procesu spalování.

2.3.1 Hluk sání a výfuku

Hluk sání a výfuku vzniká převážně pulsujícím prouděním v sacím nebo výfukovém systému. Pro motory je základní kmitočet určen frekvencí otevírání sacího či výfukového ventilu f [Hz] jednoho válce, plynoucí ze vztahu

$$f = \frac{n}{d \cdot 60}$$

kde n jsou otáčky [min^{-1}], $d = 1$ pro dvoudobé motory, $d = 2$ pro čtyřdobé motory. Ostatní složky mají kmitočet

$$f_k = f \cdot k$$

kde $k = 2, 3, 4, \dots$

Tab. 3

f_m [Hz]	filtr A [dB]	filtr B [dB]	filtr C [dB]
31,5	-39,4	-17,1	-3,0
40	-34,6	-14,2	-2,0
50	-30,2	-11,6	-1,3
63	-26,2	-9,3	-0,8
80	-22,5	-7,4	-0,5
100	-19,1	-5,6	-0,3
125	-16,1	-4,2	-0,2
160	-13,4	-3,0	-0,1
200	-10,9	-2,0	0
250	-8,6	-1,3	0
315	-6,6	-0,8	0
400	-4,8	-0,5	0
500	-3,2	-0,3	0
630	1,9	-0,1	0
800	-0,8	0	0
1000	0	0	0
1250	0,6	0	0
1600	1,0	0	-0,1
2000	1,2	-0,1	-0,2
2500	1,3	-0,2	-0,3
3150	1,2	-0,4	-0,5
4000	1,0	-0,7	-0,8
5000	0,5	-1,2	-1,1
6300	-0,1	-1,9	-2,0
8000	-1,1	-2,9	-3,0
10000	-2,5	-4,3	-4,4

Běžně se ve spektru vyskytují složky o řádu $k = 10$ až 20. U víceválcových motorů se projevuje interference akustických vln ve společném sacím nebo výfukovém potrubí. Interference se zvláště uplatňuje u nejnižších řádů k

složek, jejichž vlnová délka je velká v porovnání se vzdáleností válců a spojovacího sběrného potrubí. Kromě složek způsobených pulsacemi se v hluku objevují i složky spojitého šumu. Vznikají vířením v potrubí, při obtékání přepážek v tlumiči nebo při výstupu do volné atmosféry.

Pro sání se nejčastěji používají jednokomorové tlumiče v kombinaci s čističem vzduchu. Pro výfuk se používají tlumiče hluku reflexní, rezonanční, absorpční a jejich kombinace.

2.3.2 Hluk komprese a spalování

Při pracovních cyklech pístových spalovacích motorů dochází ve válci k periodickému zvyšování a snižování tlaku, a to ve velmi značných mezích. Toto periodické zvyšování a snižování tlaku se projevuje jako proměnné síly na stěny válce a hlavně na píst a klikový mechanismus. Deformace a pohyby při tom vznikající jsou nepatrné pouze v nejbližším okolí buzení. Při přenosu strukturou motoru mohou nabývat značných rozměrů. To se týká především tenkostěnných součástí jako je ventilové víko nebo olejová vana motoru. Proměnné síly působící na stěny válce způsobují jejich kmitání a přenos na vnější plochy motoru, které ho následně vyzáří do okolí.

2.3.3 Hluk rozvodového mechanismu

V hluku rozvodového mechanismu je z jednotlivých dílčích složek nejvíce zastoupeno dosedání ventilů do ventilových sedel. Rázy jsou způsobeny velkou dosedací rychlostí ventilu. Zdvih ventilu je na počátku vlivem vůlí a pružnosti částí rozvodového mechanismu opožděn, na konci zdvihu dosedá ventil do sedla obvykle značnou rychlostí. Ventil se popř. odrazí a dosedá podruhé, což se projeví zvýšeným hlukem. Rychlost zdvihání a dosedání ventilu lze ovlivnit tvarem vačky (hlavně v oblasti náběhů boků na základní kružnici) tak, aby vyhovovala požadavkům na výkon motoru i požadavkům dynamiky. Jiné konstrukční opatření ke snížení hluku ventilového rozvodu využívá hydraulického vymezování vůlí.

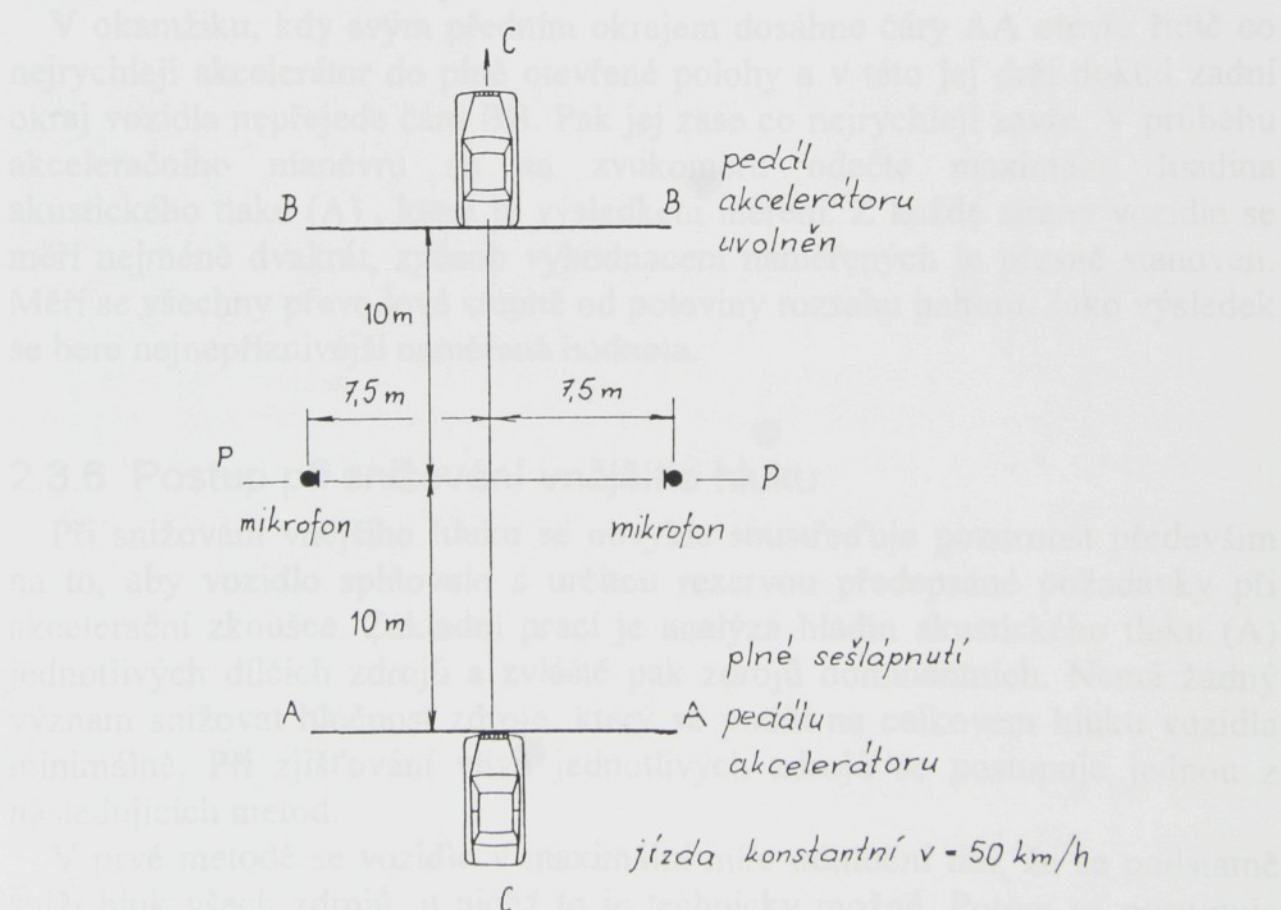
2.3.4 Hluk klikového mechanismu

Vlivem proměnlivých sil působících na píst dochází k bočním pohybům pístu, k jeho natáčení a rázům ve vůlích mechanismu ojnice a klikového hřídele. Při otáčení klikového hřídele se projevuje hluk ložisek, pokud jsou valivá, hluk torzního od kmitání apod. Tímto způsobem vyvolané kmitání se projevuje jako mechanický hluk, vyzařovaný povrchem motoru. V důsledku nevyváženosti vzniká složka hluku i v oblasti nízkých kmitočtů. K snížení hluků těchto druhů se navrhuje některá konstrukční opatření (např. osa pístního

čepu neleží v ose válce, čímž se zamezí bočním pohybům pístu. Stejného efektu dosáhneme dlouhou ojnicí).

Důležitá je i tuhost bloku motoru mezi klikovým hřídelem a válci. Také materiál bloku motoru ovlivňuje hlučnost motoru. Motory s blokem z lehkých slitin jsou hlučnější než motory s blokem litinovým, který má větší vnitřní útlum. Velmi výrazně se projevují hlučností valivá ložiska, v nichž je uložen klikový hřídel. To je známo z některých vzduchem chlazených motorů s tzv. tunelovou konstrukcí skříně, kde je průměr ložiska z důvodu smontovatelnosti velký. S tím souvisí velká obvodová rychlost vnitřního kroužku a valivých elementů, ale i přesnost jejich výroby a oproti kluznému ložisku absence útlumu tlakovým olejovým filmem.

2.3.5 Měření hluku vozidla při akcelerační zkoušce



Obr. 8

Metodika měření vnějšího hluku při akceleraci vozidla platí v současných předpisech EHK pro schvalování všech silničních motorových vozidel a je proto pro jejich vývoj základní. Její filozofie vychází z předpokladu, že v městském provozu vzniká z hlediska hlukových emisí nejhorší situace při akceleraci vozidla v předjížděcím manévru s relativně nízkou počáteční

rychlostí jízdy. Řidič má při něm zařazen nižší převodový stupeň a zrychluje vozidlo s plným sešlápnutím akcelérátoru na otáčky motoru blízké otáčkám při maximálním výkonu.

Měří se na rovinné ploše ve volném (bezdozvukovém) prostoru s nízkým hlukem pozadí. Její povrch musí být tvrdý (nejčastěji beton nebo asfalt, v budoucnosti bude patrně přesněji specifikován vzhledem k jeho vlivu na hluk pneumatik) a suchý. Na této ploše (viz. obr.8) je vyznačena přímá linie CC. Kolmo k ní je vyznačena linie PP na níž se ve vzdálenosti 7,5 m a ve výšce 1,2 m nachází mikrofón zvukoměru. Na linii CC jsou vyznačeny dvě čáry AA a BB rovnoběžné s PP a nacházející se 10 m před a 10 m za ní. Při měření se zjišťuje hladina akustického tlaku (A) [dB] předepsaným zvukoměrem s nastavenou krátkou časovou konstantou. Od naměřených hodnot se odečítá 1 dB pro omezení případné nedostatečné přesnosti měřicího přístroje. Vozidlo jede před měřením rychlostí stanovenou 3/4 postavením akcelérátoru a zařazeným rychlostním stupněm.

V okamžiku, kdy svým předním okrajem dosáhne čáry AA otevře řidič co nejrychleji akcelérátor do plně otevřené polohy a v této jej drží dokud zadní okraj vozidla nepřejede čáru BB. Pak jej zase co nejrychleji zavře. V průběhu akceleračního manévru se na zvukoměru odečte maximální hladina akustického tlaku (A), která je výsledkem měření. Z každé strany vozidla se měří nejméně dvakrát, způsob vyhodnocení naměřených je přesně stanoven. Měří se všechny převodové stupně od poloviny rozsahu nahoru. Jako výsledek se bere nejnepríznivější naměřená hodnota.

2.3.6 Postup při snižování vnějšího hluku

Při snižování vnějšího hluku se obvykle soustřeďuje pozornost především na to, aby vozidlo splňovalo s určitou rezervou předepsané požadavky při akcelerační zkoušce. Základní prací je analýza hladin akustického tlaku (A) jednotlivých dílčích zdrojů a zvláště pak zdrojů dominantních. Nemá žádný význam snižovat hlučnost zdroje, který se podílí na celkovém hluku vozidla minimálně. Při zjišťování vlivu jednotlivých zdrojů se postupuje jednou z následujících metod.

V první metodě se vozidlo v maximální míře odhluční tím, že se podstatně sníží hluk všech zdrojů, u nichž to je technicky možné. Potom se postupuje tzv. okénkovou metodou, t.j. vždy se odstraní technické opatření jímž se snížil hluk vyzařovaný jedním dílčím zdrojem a spočítá se jím vyzařovaná hladina akustického tlaku. Je-li hladina akustického tlaku při dané zkoušce po provedení všech technicky dostupných úprav před otevřením "okénka" L_{A0} [dB] a při zkoušce po otevření "okénka" L_{AKz} [dB], je hladina akustického tlaku zdroje L_{Az} [dB]

$$L_{Az} = 10 \cdot \log(10^{L_{Akz}/10} - 10^{L_{A0}/10})$$

Toto se provede postupně samostatně u všech dílčích odhluchněných zdrojů ($z = 1, \dots, n$).

Při druhé metodě se změří vozidlo původně bez úprav a poté se maximálně odhluchní vždy jeden dílčí zdroj hluku a měření se opakuje. Podíl tohoto zdroje na celkovém vnějším hluku vozidla se určí zcela analogicky jak je popsáno předchozí rovnicí, pouze se záměnou znamének členů v závorce. O tom, do jaké míry byly technické zásahy vedoucí k minimalizaci hluku jednotlivých dílčích zdrojů dostatečné, t.j. jsou-li hodnoty jejich zjištěných hladin akustického tlaku (A) dostatečně přesné, je možno se přesvědčit provedením jejich součtu

$$L_{Ac} = 10 \cdot \log \sum_{z=1}^n 10^{L_{Az}/10}$$

který musí být přibližně rovný hladině akustického tlaku (A) neupraveného vozidla. Podstatné snížení hluku dílčích zdrojů pro účely těchto měření není jednoduché a obvykle vyžaduje celou řadu technických zásahů. Tyto zásahy nesmí ovlivnit základní funkci vozidla.

Především je nutné, aby se po otevření akcelérátoru na čáře AA (viz. obr. 8) zvyšovaly otáčky motoru v závislosti na čase stejně jako u vozidla neupraveného. Konkrétně se provádí úplné a dokonalé uzavření motorového prostoru, vypíná se ventilátor chlazení, zavádí se dodatečné objemné tlumiče sání a výfuku, zakapotovává se sací a výfukový systém, vyvádí se koncovka výfuku nahoru, zakapotovává se převodné ústrojí, atd., dle možností zkoušeného vozidla.

2.3.7 Pohltivost

Aby se mohly lépe sledovat vlastnosti pohltivých látek, zmíním se stručně o veličinách pomocí kterých se tyto vlastnosti charakterizují. Co se děje s akustickou energií při dopadu na nějakou překážku nejlépe ukazuje schema na obr. 9. Akustický výkon dopadající na 1 m^2 stěny, označený jako intenzita zvuku I_0 , se rozdělí na část:

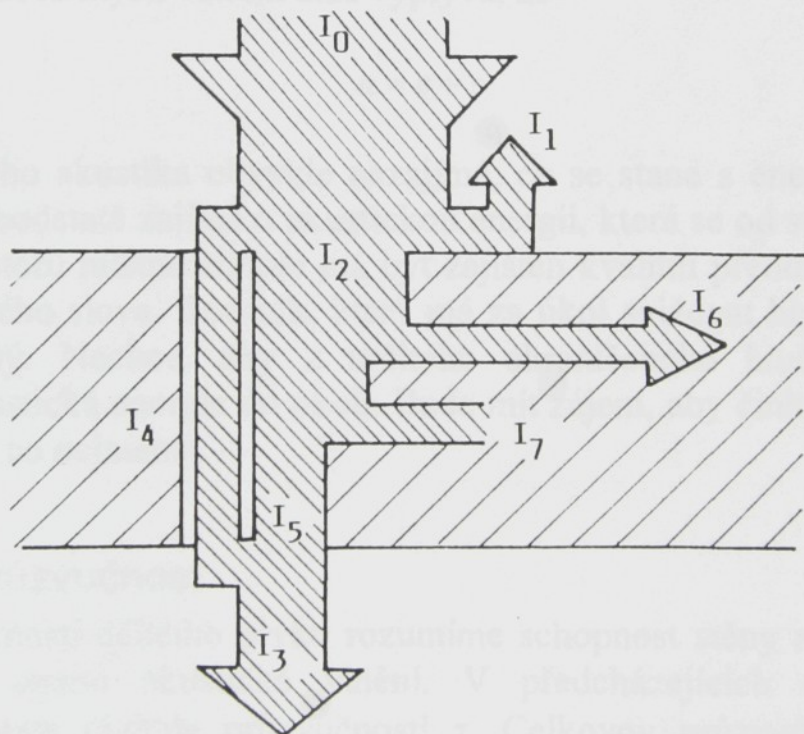
- I_1 - intenzita zvuku vlny odražené,
- I_2 - intenzita zvuku vlny pohlcené,
- I_3 - intenzita zvuku vlny vyzářené za stěnu celkem,
- I_4 - intenzita zvuku vlny prošlé za stěnu otvory a póry,
- I_5 - intenzita zvuku vlny, kterou stěna vyzáří v důsledku svého ohybového kmitání do druhého poloprostoru,

- f) I_6 - intenzita zvuku vlny, která je vedená ve formě chvění do ostatních částí přiléhajících konstrukcí,
 g) I_7 - intenzita zvuku přeměněná ve stěně na teplo.

Schopnost nějakého tělesa pohlcovat zvuk charakterizuje hodnota **činitele zvukové pohltivosti** α , který je definován jako poměr energie I_2 , pohlcené určitou plochou, k energii I_0 , která na tuto plochu dopadá, což je vyjádřeno výrazem

$$\alpha = \frac{I_2}{I_0}$$

Z tohoto vztahu je patrné, že činitel pohltivosti je bezrozměrné číslo, jehož velikost se může pohybovat v intervalu od 0 do 1.



Obr. 9

Stěna pohlcující zvuk úplně, má činitel pohltivosti $\alpha = 1$, zatím co stěna, dokonale odrážející zvuk má tento činitel roven nule. Podobným způsobem lze definovat **činitele zvukové odrazivosti** β

$$\beta = \frac{I_1}{I_0}$$

a **činitele průzvučnosti** τ

$$\tau = \frac{I_3}{I_0} = \frac{I_4 + I_5}{I_0}$$

Toto rozdělení dopadající akustické energie na jednotlivé složky vyhovuje v oblasti prostorové akustiky. Při navrhování zvukoizolačních konstrukcí je však třeba znát podíl akustické energie přeměněné ve stěně na teplo. Zavádí se proto další veličina, **činitel přeměny** ε , který vyjadřuje podíl mezi energií přeměněnou ve stěně na teplo a energií na stěnu dopadající.

Na obr. 9 je vyznačená hodnota I_6 , v případě zvukoizolačních krytů, jejichž stěny jsou z ocelového plechu, prakticky rovna nule. Potom lze na základě platnosti zákona o zachování energie psát vztah

$$\beta + \tau + \varepsilon = 1$$

Z porovnání uvedených vztahů dále vyplývá, že

$$\alpha = \varepsilon + \tau$$

Prostorového akustika obvykle nezajímá, co se stane s energií pohlcenou, protože se v podstatě zajímá o akustickou energii, která se od stěny po dopadu vrací do prostoru místnosti, kde má být zajištěn kvalitní přenos hudby, zpěvu nebo mluveného slova. Technik, který má za úkol snižovat hluk, má obvykle zájem opačný. Nechce, aby z určitého ohraničeného hlučného prostoru pronikala akustická energie do okolí. Bude mít zájem, aby činitel průzvučnosti byla hodnota co nejmenší.

2.3.8 Neprůzvučnost

Neprůzvučností dělicího prvku rozumíme schopnost stěny nepropouštět na její druhou stranu akustické vlnění. V předcházejících odstavcích byl vysvětlen pojem činitele průzvučnosti τ . Celkovou průzvučnost stěny lze získat, když se tento činitel vynásobí plochou stěny. Obvodové pláště místností nebo kryty strojních zařízení nemusí mít vždy všechny stavební prvky o stejné akustické kvalitě. Je-li stěna nehomogenní, tzn., že je složena z dílčích ploch nestejných parametrů, vyjádří se celková průzvučnost stěny z rovnice

$$\tau \cdot S = \sum_{i=1}^n \tau_i \cdot S_i$$

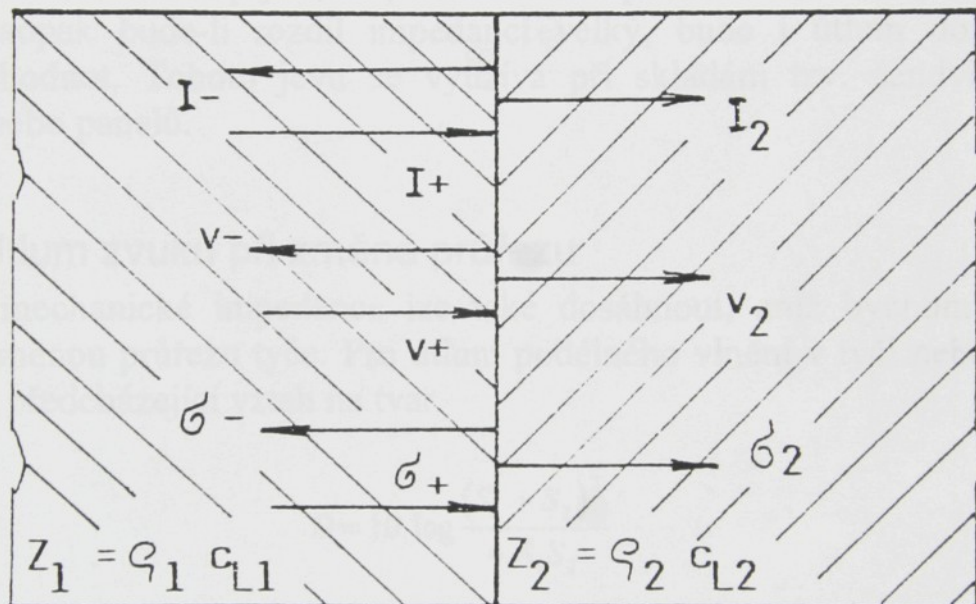
kde je τ [-] průměrný činitel průzvučnosti,

$\tau_i [-]$ činitel pružvučnosti dílčí stěny,
 $S [m^2]$ celková plocha stěny,
 $S_i [m^2]$ plocha dílčí stěny.

V technické akustice se rozeznávají dva druhy neprůzvučnosti:

- a) vzduchová neprůzvučnost, o které mluvíme, když sledujeme šíření akustické energie ze vzduchu přes stěnu opět do vzduchu za stěnou,
- b) kročejová neprůzvučnost. Tento pojem je zaveden ve stavební akustice.

Ve strojírenství nás bude zajímat neprůzvučnost stěn dopravních prostředků, průmyslových budov, krytů a stěn, jakož i dělicích příček mezi hlučnými stroje a chráněným okolím. S pojmem neprůzvučnosti úzce souvisí i účinnost zvukoizolačních krytů.



Obr. 10

2.3.9 Útlum chvění odrazem

V těch místech konstrukce, kde je nějaká diskontinuita projevující se změnou vlnového odporu neboli impedance prostředí, která udává velikost poměru mezi napětím v konstrukci a rychlostí kmitání, dochází k odrazu akustického vlnění. Dopadá-li na rozhraní vytvořené určitou diskontinuitou akustická vlna, viz obr. 10, dochází k odrazu a částečnému přestupu akustické energie za rozhraní. Velikost přestupu akustické energie lze vyjádřit pomocí součinitele přestupu d , který je definován jako poměr mezi energií prošlou rozhraním a energií dopadající.

$$d = \frac{I_2}{I_+}$$

kde je I_2 [W.m⁻²] intenzita prošlého chvění
 I_+ [W.m⁻²] intenzita dopadajícího chvění.

Vložný útlum v nekonečně dlouhé tyči vlivem odrazu akustické energie v místě diskontinuity lze vypočítat ze vzorce

$$D = 10 \cdot \log \frac{(Z_1 + Z_2)^2}{4 \cdot Z_1 Z_2}$$

2.3.10 Útlum zvuku vlivem změny materiálu

Z předchozího vztahu plyne, že při rovnosti impedancí $Z_1 = Z_2$ bude útlum nulový. Naopak bude-li rozdíl impedancí velký, bude i útlum dosahovat značných hodnot. Tohoto jevu se využívá při skládání tzv. sendvičových materiálů nebo panelů.

2.3.11 Útlum zvuku při změně průřezu

Změny mechanické impedance lze také dosáhnout, aniž bychom měnili materiál, změnou průřezu tyče. Pro útlum podélného vlnění v tyči nebo desce lze upravit předcházející vztah na tvar

$$D = 10 \cdot \log \frac{(S_1 + S_2)^2}{4 \cdot S_1 S_2}$$

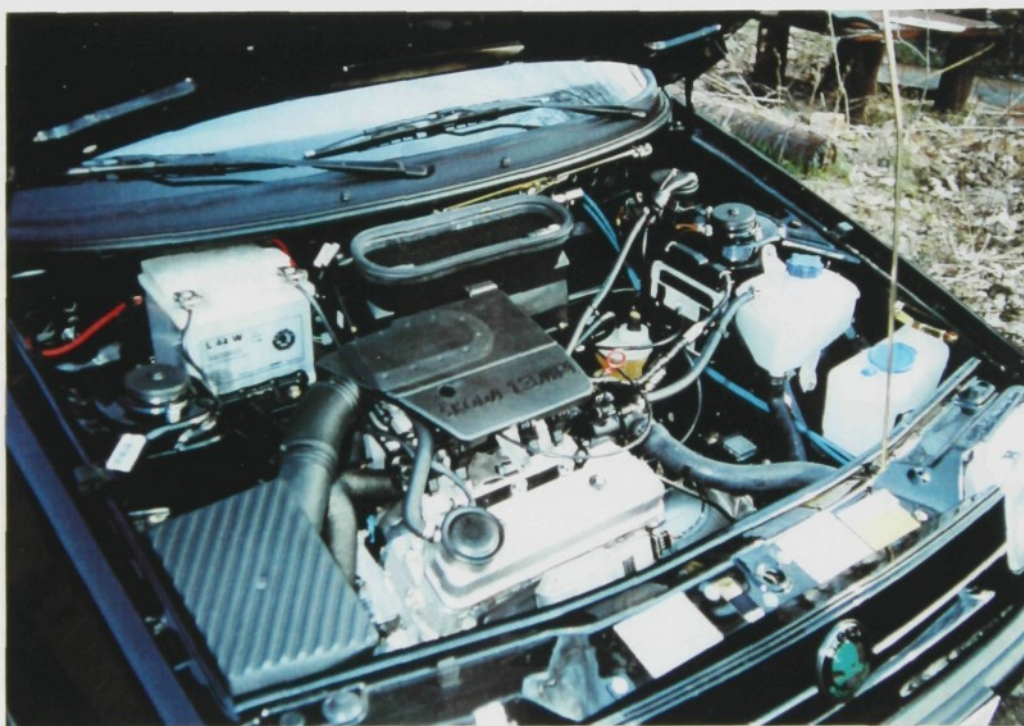
kde jsou S_1 a S_2 [m²] průřezy tyče.

Ze vztahu plyne, že pro dosažení útlumu 3 dB by musel být poměr $S_1/S_2 = 5$ resp. 0,2, což jsou již značné změny průřezu, s nimiž se setkáváme u strojních součástí zřídka. Pouze tam, kde dochází za sebou k několikeré změně průřezu, může se dosáhnout významnějšího útlumu na základě sčítání dílčích útlumů.

3. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

3.1 Motor Škoda 1.3 MPI

Motor Škoda 1.3 MPI je odvozen od původního motoru s rozvodem OHV a blokem i hlavou válců z hliníkové slitiny. Vstřikovací a zapalovací soustavu Siemens typu Simos 2P ovládá elektronická řídící jednotka. Rozdělovač včetně vysokonapěťových kabelů byl nahrazen tzv. zapalovací lištou nasazenou na zapalovací svíčky. Zapalovací lišta je připojena svorkovnicí kabeláže k řídící jednotce. Hliníkový odlitek motorového bloku má navíc proti bloku původnímu nálietek pro upevnění čidla klepání, který je umístěn na stěně pod sběrným výfukovým potrubím.



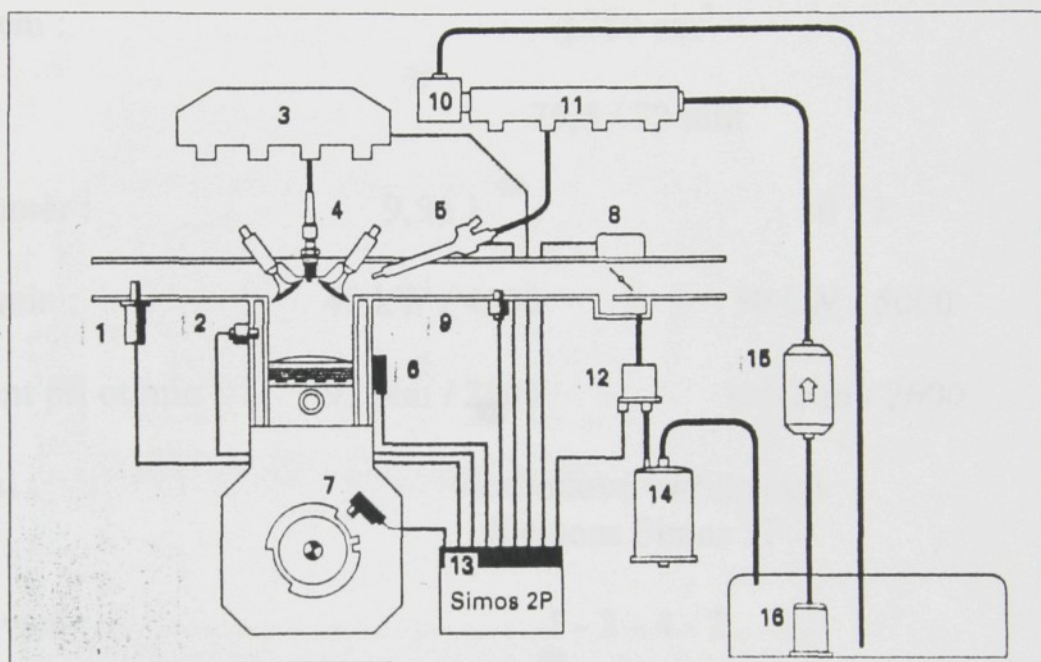
Obr. 11

Klikový mechanismus doznal změny jen na pístech a na setrvačníku. Písty jsou odlišné pouze svou výškou od osy pístního čepu k rovině dna, která byla zvětšena o 0,3 mm. Motory 136 MPI mají dna pístu opět rovná, motory 135 MPI mají upravenou komůrku ve dně pístu. To umožnilo zvětšit kompresní poměr na 10:1, resp. na 9,5:1. Ostatní parametry pístu a pístních kroužků zůstali stejné s předchozím typem motoru Škoda 1.3. Setrvačník má odlišné výřezy pro snímání otáček a navíc je vybaven snímáním horní úvratě. To je nezbytné, protože vícebodové vstřikování Siemens Simos 2P je skupinové, tj. vstřikuje vždy současně pro 1. a 4.válec a následně pro 2. a 3.válec. Držák určený původně pro rozdělovač byl zkrácen a shora zaslepen víčkem. Slouží

nyní pouze jako ložisko hřídelky s ozubeným kolem pohánějícím olejové čerpadlo.

U rozvodového mechanismu motorů je opět rozlišeno časování. Motor 135 MPI má na všech ventilech pouze po jedné ventilové pružině s volnou délkou 45,85 mm u motoru 136 MPI zůstaly na každém ventilu pružiny dvě, z nichž vnější má volnou délku 46,50 mm. Obrobený odlitek hlavy válců je u motorů 136 MPI zcela stejný jako u motorů s jednobodovým vstřikováním Bosch Monomotronic. Hlavy motorů 135 MPI mají navíc pouze sražené hrany sacích kanálů.

Nová elektronická soustava vstřikování a zapalování Siemens Simos 2P pro motory Škoda 1.3 MPI: 1 - kyslíková sonda (tzv. sonda Lambda), 2 - snímač teploty chladicí kapaliny, 3 - zapalovací lišta s dvojitou zapalovací cívkou, 4 - zapalovací svíčka, 5 - vstřikovací ventil s tryskou, 6 - čidlo klepání, 7 - snímač polohy klikového hřídele, 8 - těleso pouzdra škrtkové klapky s regulací její polohy, 9 - snímač podtlaku v sacím potrubí, 10 - regulátor tlaku paliva, 11 - palivová rozdělovací lišta, 12 - odvětrací ventil AFK, 13 - elektronická řídicí jednotka, 14 - nádobka AFK s aktivním uhlím, 15 - čistič paliva, 16 - palivové čerpadlo.



Obr. 12

Úplné sací potrubí dodává firma Siemens. Vlastní potrubí je z hliníkové slitiny a k montážnímu celku patří další díly a podskupiny. Čtyři samostatné sací kanály s optimální délkou a se sběrnou komorou přispívají ke zlepšení průběhu točivého momentu proti motorům s jednobodovým vstřikováním.

Ovládací ústrojí akcelerace (jak táhlem od pedálu akcelerace, tak i elektronickou jednotkou upravující podle charakteru provozního režimu rychlost zavírání škrtkové klapky, otáčky běhu naprázdno a režim při deceleraci) je soustředěn do tělesa škrtkové klapky. Na střední části sacího hrdla je dvojitý snímač teploty a tlaku nasávaného vzduchu. Vstřikovací ventily s tryskami, upevněné na palivové liště, vstřikují palivo do prostoru před sací ventily. Úplné sací potrubí má i vývod pro podtlak vedený k posilovači brzd. Systém sání a filtrace vzduchu byl v principu převzat z koncernového motoru 1.6 MPI.

Parametry motorů Škoda 135 MPI a 136 MPI:

	135 MPI	136 MPI
Druh :	čtyřdobý, benzinový, kapalinou chlazený, s rozvodem OHV, řadový	
Počet válců :	4	
Zdvihový objem :	1289 cm ³	
Vrtání/zdvih :	75,5 / 72 mm	
Kompresní poměr :	9,5 : 1	10 : 1
Výkon při ot/min :	40 kW / 4500	50 kW / 5000
Točivý moment při ot/min :	99 Nm / 2500	106 Nm / 2600
Příprava směsi :	vícebodové vstřikování Siemens Simos 2P	
Pořadí zapalování :	1 - 3 - 4 - 2	
Oktanový nárok na palivo :	91 (VM)	95 (VM)
Mazání :	tlakové oběžné s plnoprůtokovým čističem oleje	

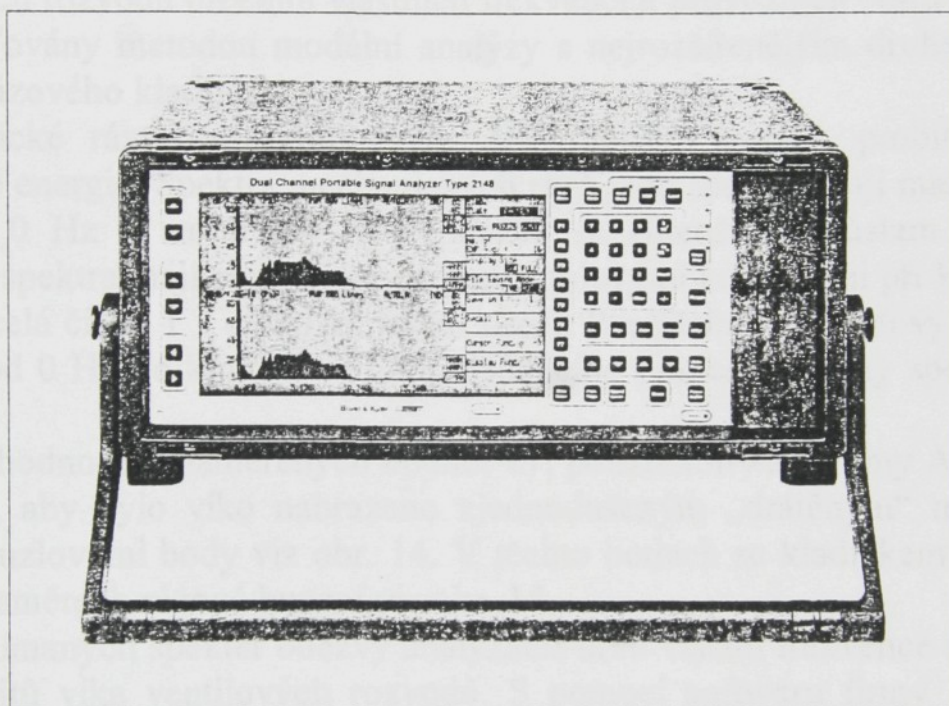
Otáčkové charakteristiky motorů jsou přiloženy v přílohové části práce.

3.2 Víko ventilových rozvodů

Stávající víko ventilových rozvodů je vyrobeno z hliníkové slitiny tlakovým litím do kovové formy. K hlavě válců je připevněno pomocí dvou závrtných šroubů M6. Šrouby jsou uloženy v pryžových kuželových pouzdrech, která omezují přenos vibrací a hluku z hlavy válců do víka. Po obvodě je víko utěsněno pryžovým těsněním lichoběžníkového průřezu. Hrdlo dolévání oleje, v provozu uzavřené narážecí zátkou z umělé hmoty, je opatřeno trubkovým nálitkem pro napojení hadice odvětrání klikové skříně. Výrobní výkres víka ventilových rozvodů je přiložen v přílohové části práce.

3.3 Analyzátor Brüel&Kjaer 2148 a příslušenství

Pro měření intenzity zvuku a modální analýzu ventilového víka byl použit dvoukanálový přenosný analyzátor Brüel&Kjaer 2148. Díky vysoké rychlosti zpracování pracuje analyzátor v reálném čase, a to i při nejvyšším rozlišení a kmitočtovém rozsahu. Analyzátor se obsluhuje interaktivně prostřednictvím menu a systému nápověd na obrazovce, který umožňuje v terénu využívat všech možností analyzátoru. Velká vnitřní energeticky nezávislá paměť a disketová jednotka pro ukládání dat předurčuje analyzátor ke shromažďování dat s možností ovládání a zpracování dat rozhraním IEEE 488 a RS-232-C.



Obr. 13

Použití analyzátoru:

- FFT analýza zvukových a vibračních signálů
- záznam časových signálů
- modální analýza a provozní tvary kmitů
- měření intenzity zvuku a akustického výkonu
- analýza tlumení
- detekce tónových složek ve spektrech
- analýza charakteristik mechanických a akustických systémů
- měření vlastností akustických materiálů
- analýza přenosových charakteristik elektronických systémů

V případě modální analýzy bylo k analyzátoru připojeno jako rázové kladívko typu Brüel&Kjaer 8202 a jako snímač odezvy akcelerometr typu Brüel&Kjaer 4393. Pro měření intenzity zvuku byla použita sonda typu

Brüel&Kjaer 3548 a pro měření spektra vibrací akcelerometr typu Brüel&Kjaer 4384.

3.4 Modální analýza

Každý mechanický systém a konstrukce kmitá. Při provozu jsou všechny strojní součásti vystaveny působení buzení, vyvolávajícího mechanické kmitání. V případě, že se kmitočet provozního buzení blíží nebo dokonce rovná vlastní frekvenci součásti dochází k rezonanci, která zvyšuje množství vyzařovaného hluku. Proto bylo třeba začít řešení problému odhlučnění víka ventilových rozvodů určením vlastních frekvencí a provozních tvarů kmitů. Ty byly zjišťovány metodou modální analýzy s nejrozšířenějším druhem buzení pomocí rázového kladívka.

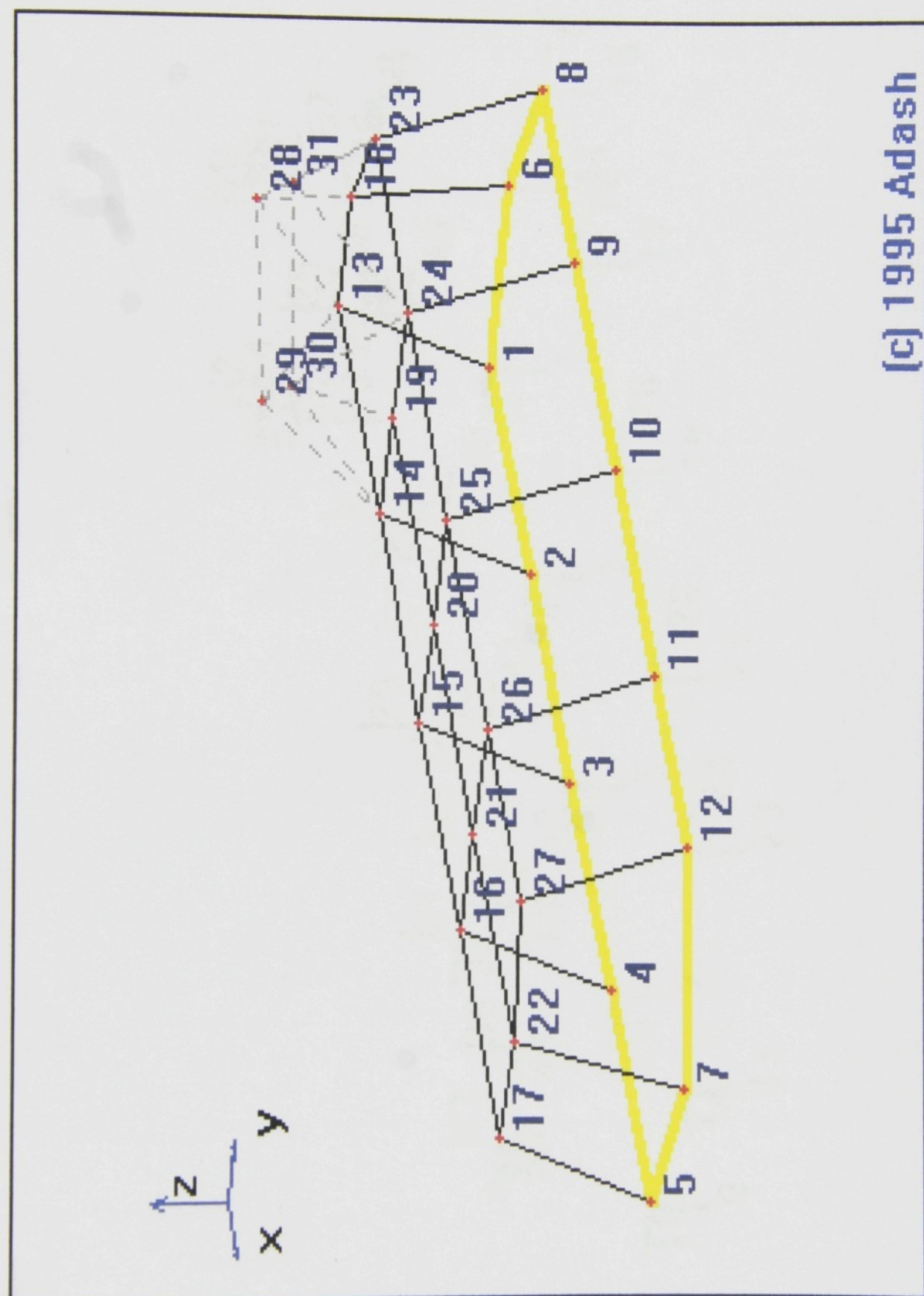
Mechanické rázy jsou krátkodobé děje, během kterých probíhá přenos pohybové energie. Spektra mechanických rázů jsou spojitá, mají maximum při kmitočtu 0 Hz a amplitudy jejich složek se zmenšují s růstem kmitočtu. Uvedená spektra mají periodické složení s nulovými hodnotami při kmitočtech n/T (n - celá čísla, T - efektivní trvání rázu). Použitelný kmitočtový rozsah se prostírá od 0 Hz do kmitočtu F , odpovídajícího poklesu hladiny spektra o 10 až 20 dB.

Pro vyhodnocení naměřených hodnot byl použit software firmy Adash. Ten vyžaduje, aby bylo víko nahrazeno zjednodušeným „drátěným“ modelem s několika uzlovými body viz obr. 14. V těchto bodech se kladívkem provádí v několika směrech rázové buzení viz obr. 15.

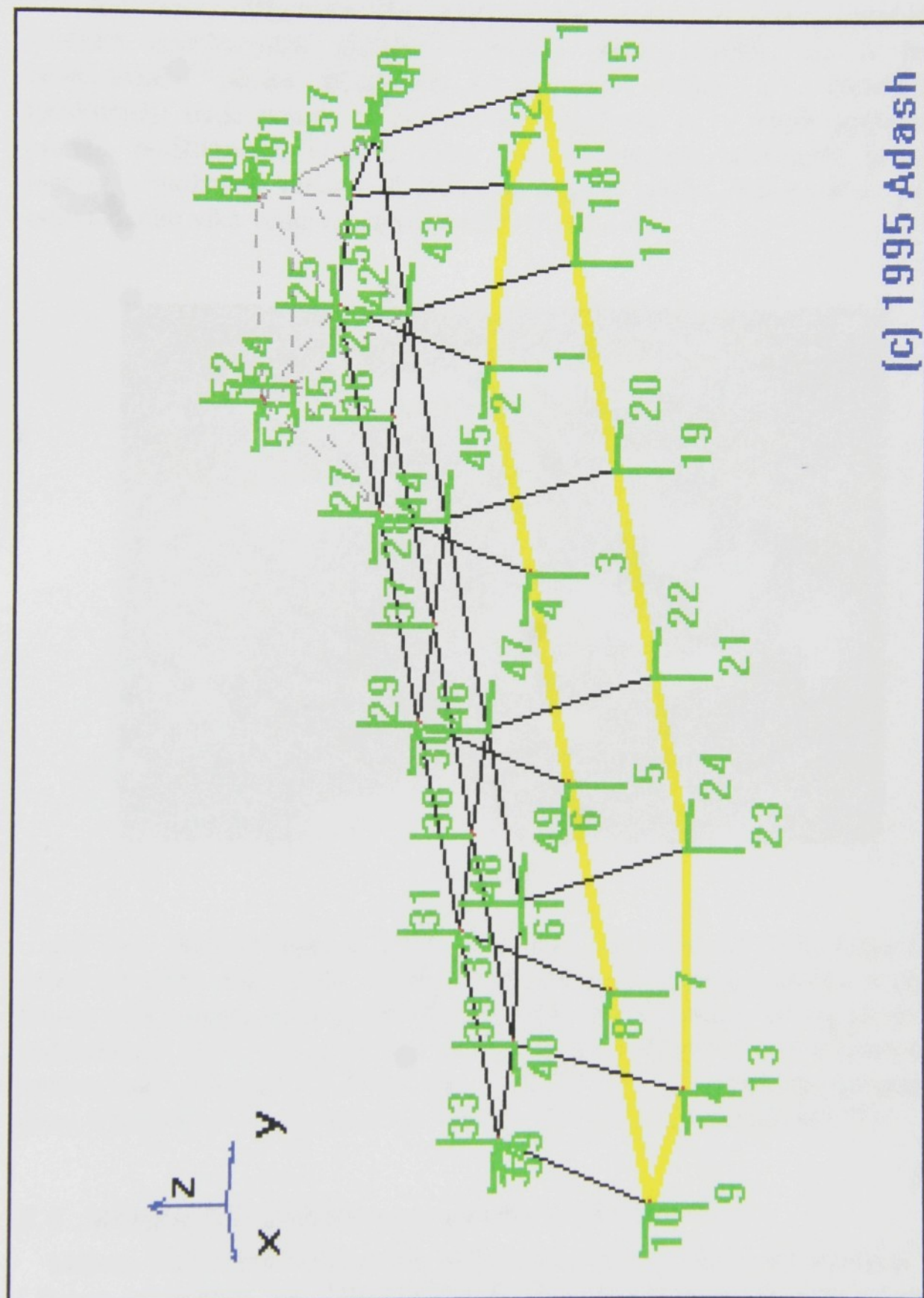
Z nasnímaných spekter odezvy analyzátor určil vlastní frekvence a provozní tvary kmitů víka ventilových rozvodů. S pomocí softwaru firmy Adash lze provádět animaci provozních tvarů kmitů a také je možno určit velikosti amplitud zrychlení, rychlosti nebo výchylky v jednotlivých uzlech modelu.

Vlastní frekvence víka ventilových rozvodů ve spektru 0 - 3000 Hz (omezeno frekvenčním rozsahem snímače odezvy):

328 Hz	1292 Hz	1696 Hz	2796 Hz
784 Hz	1520 Hz	1944 Hz	2928 Hz
964 Hz	1660 Hz	2468 Hz	



Obr. 14



[c] 1995 Adash

Obr. 15

3.5 Kryt motoru

V této práci, odhlučnění víka ventilových rozvodů, se nejedná o problém s plněním legislativních předpisů vnějšího hluku vozidla, ale o řešení subjektivního pocitu klapavých a sekavých zvuků, tzv. dieseleffektu (podrobněji bude popsán v závěru diplomové práce), v okolí stojícího či pomalu pojíždějícího vozidla. Proto jsem se rozhodl řešit tento problém, jednou z možných variant, dodatečným krytem celého motoru a ne pouze odhlučněním víka ventilových rozvodů (viz obr. 16).

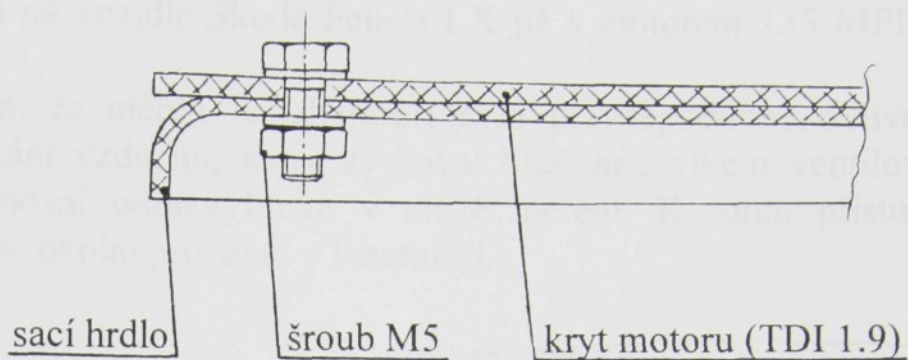
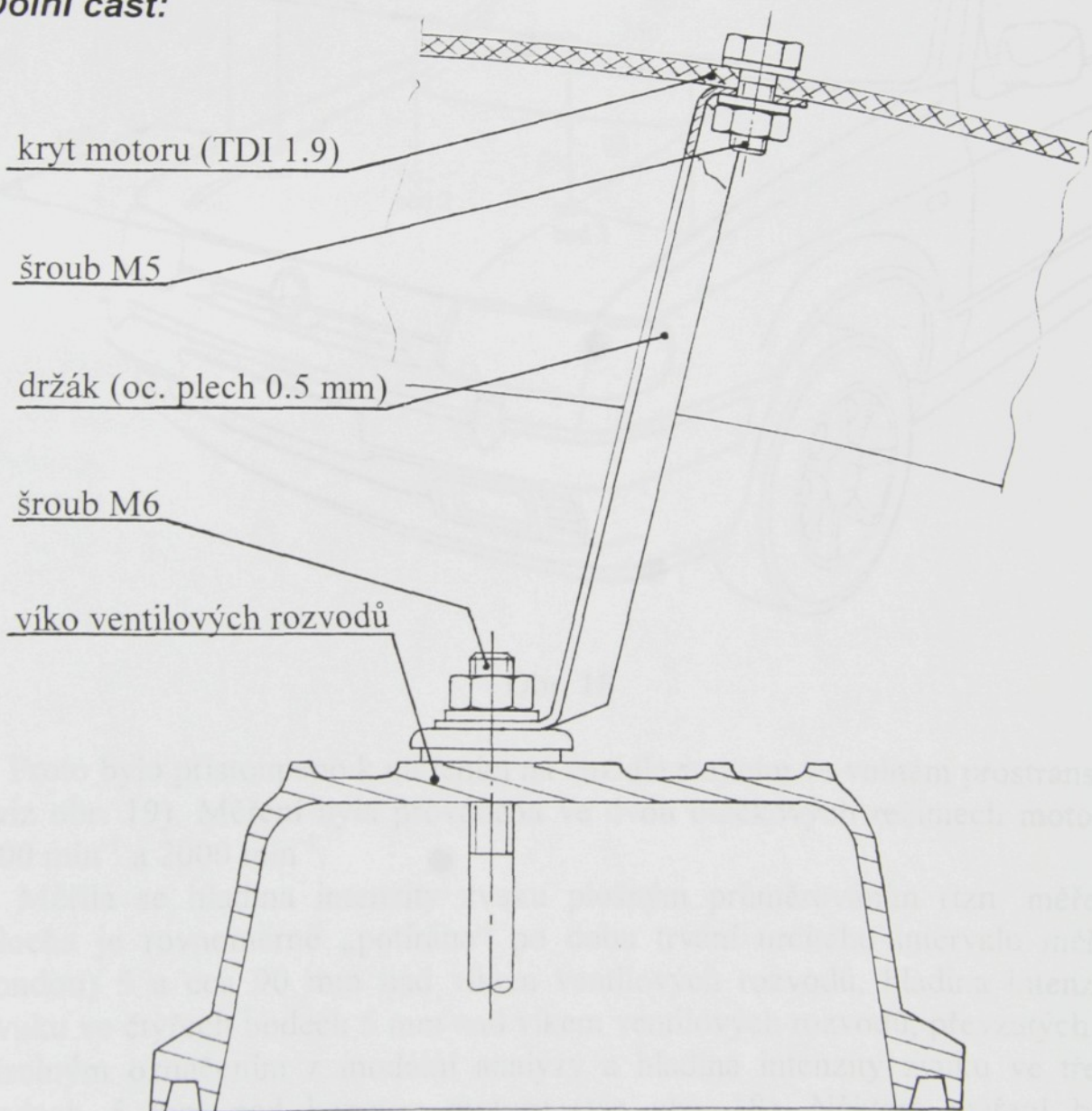


Obr. 16

Jak je z obrázku patrné, jedná se o kryt z motoru 1.9 TDI, které se v současné době montují do vozidel Škoda Octavia. Kryt je vyroben z umělé hmoty a na spodní straně je opatřen přibližně 10 mm silnou vrstvou pěnového polyuretanu. Z důvodu použití ve vozidle Škoda Felicia byl kryt v horní části upraven pro přichycení k hrdlu sání. V dolní části byl přišroubován pomocí dvou držáků k závrtným šroubům víka ventilových rozvodů (viz obr.17).

3.6 Měření hladin intenzity zvuku a vibrací

Měření hladin intenzity zvuku bylo nejprve prováděno v laboratořích TU Liberec na motoru v.č. 1857525 781.135B umístěném na zkušebním stavu. Jak je patrné z výrobního čísla motoru jednalo se o motor s jednobodovým vstřikováním paliva. Filtr sání vzduchu těchto motorů je umístěn přímo nad vstřikovací jednotkou a částečně zasahuje i nad víko ventilových rozvodů. Na

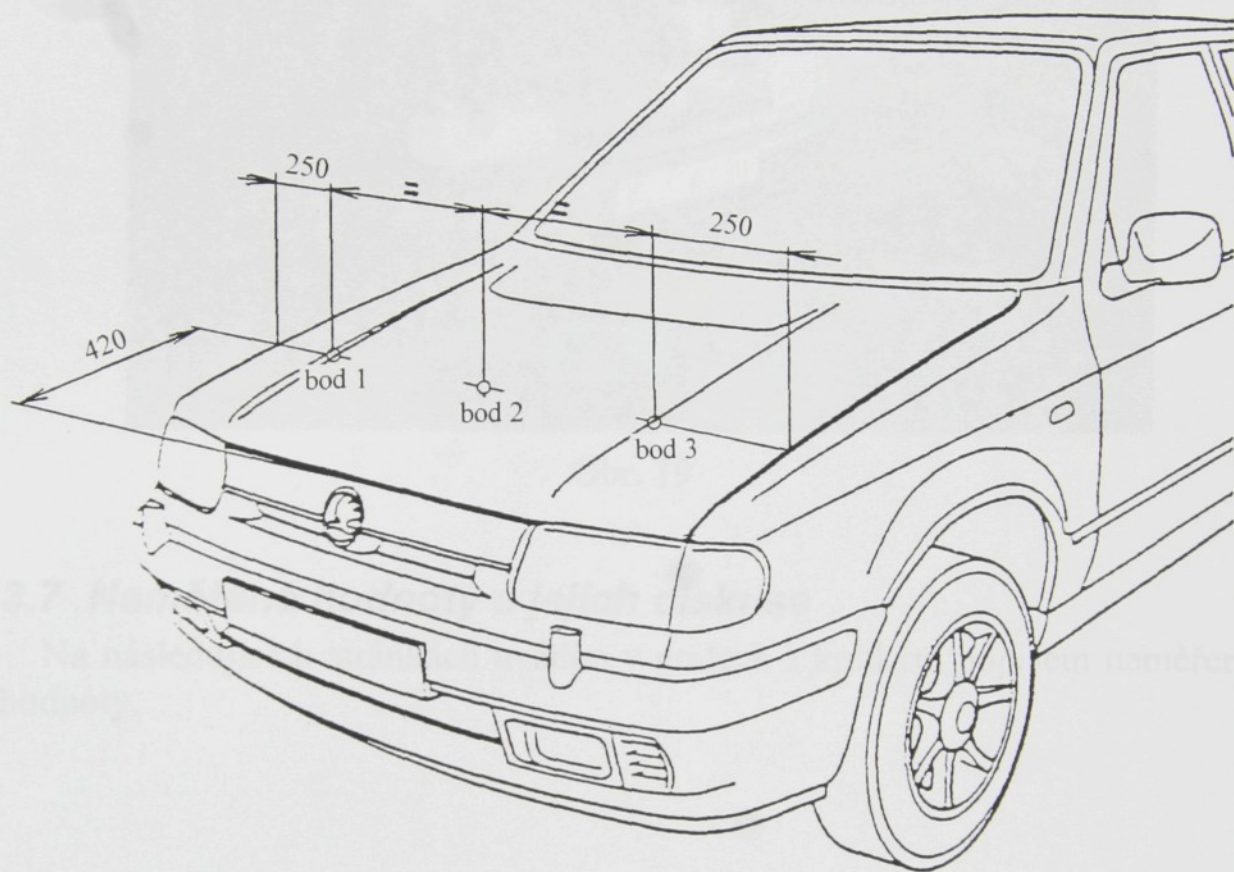
Horní část:**Dolní část:**

Obr. 17

ukázku uvádím v grafu 1. srovnání naměřených hodnot hladiny intenzity zvuku plošným průměrováním nad víkem ventilových rozvodů v laboratoři a

pozdějšího měření na vozidle Škoda Felicia LX již s motorem 135 MPI v.č. 2545048.

Z grafu vyplívá, že měření v laboratoři bylo pravděpodobně ovlivněno umístěním filtru sání vzduchu, který zvyšoval hluk nad víkem ventilových rozvodů a způsoboval odrazy hluku v místě měření. K tomu přistupuje akusticky nevhodné okolní prostředí v laboratoři.



Obr. 18

Proto bylo přistoupeno k měřením na vozidle stojícím ve volném prostoru (viz obr. 19). Měření byla prováděna ve dvou otáčkových režimech motoru, 800 min^{-1} a 2000 min^{-1} .

Měřila se hladina intenzity zvuku plošným průměrováním (tzn. měřená plocha je rovnoměrně „potírána“ po dobu trvání určitého intervalu měřicí sondou) 5 a cca 90 mm nad víkem ventilových rozvodů, hladina intenzity zvuku ve čtyřech bodech 5 mm nad víkem ventilových rozvodů, převzatých i s číselným označením z modální analýzy a hladina intenzity zvuku ve třech bodech 5 mm nad kapotou motoru (viz obr. 18). Některá měření byla provedena na studeném i horkém motoru nebo s použitím či bez krytu motoru. Ve čtyřech bodech přímo na víku ventilových rozvodů byly měřeny též spektra hladin zrychlení vibrací.



Obr. 19

3.7 Naměřené hodnoty a jejich diskuse

Na následujících stránkách uvádím v grafech s krátkým popisem naměřené hodnoty.

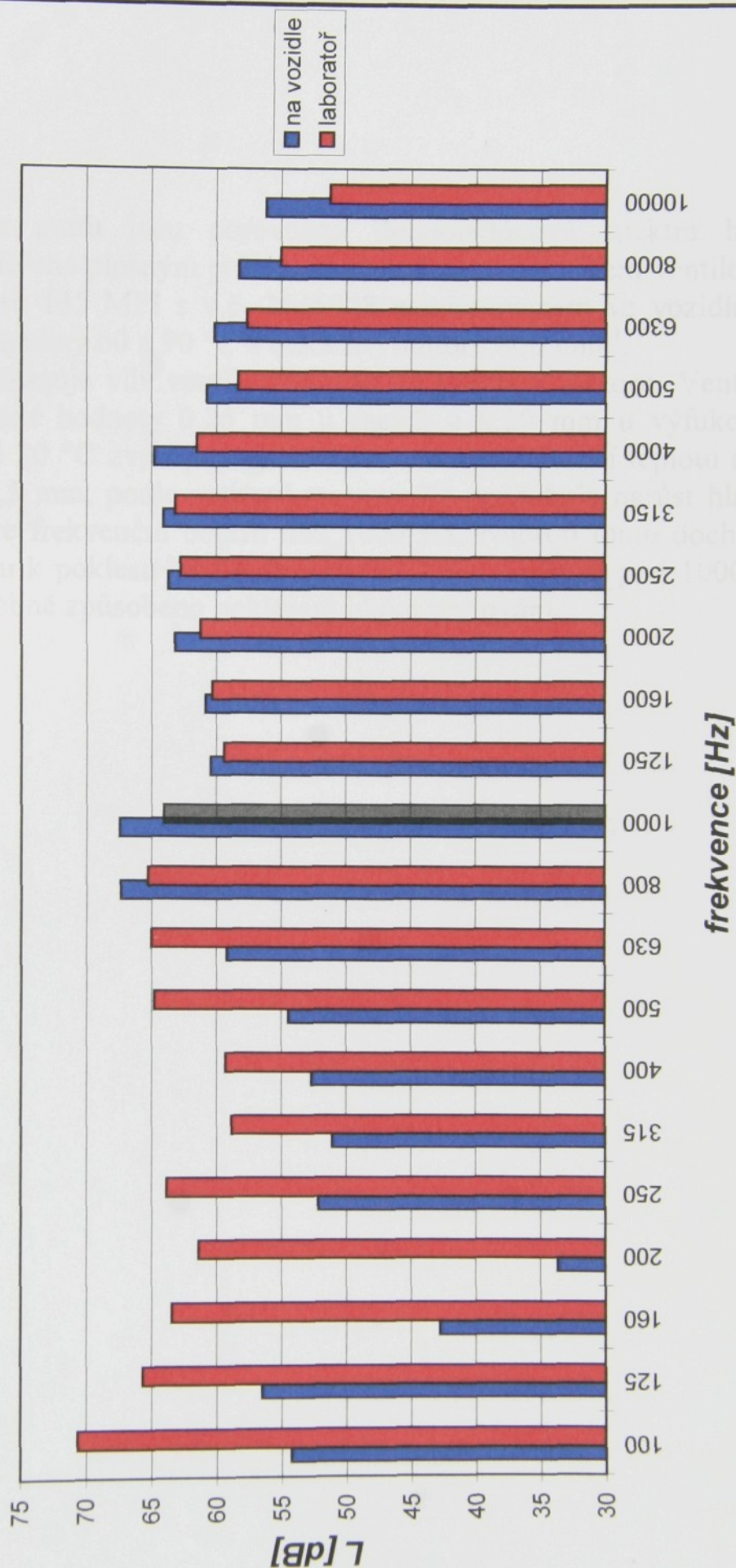
Graf 1.

V sloupcovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku měřená plošným průměrováním, 5 mm nad víkem ventilových rozvodů na motoru s v.č. 1857525 781.135 B umístěném na zkušebním stavu v laboratoři TU Liberec a motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle. Vždy při otáčkách motoru 800 min^{-1} a teplotě chladicí kapaliny 90°C .

Z grafu vyplývá zkreslující vliv filtru sání na měření. Filtr sání motoru 135 B zasahuje na rozdíl od motoru 135 MPI do prostoru nad víkem ventilových rozvodů, kde způsobuje odrazy zvuku a také zvyšuje hladinu intenzity zvuku převážně v oblasti nízkých frekvencí. K tomu přistupuje i nevhodné akustické prostředí laboratoře.

Hladiny intenzity zvuku nad ventilovým víkem

($n = 800/\text{min}$, $t_{CH} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$)

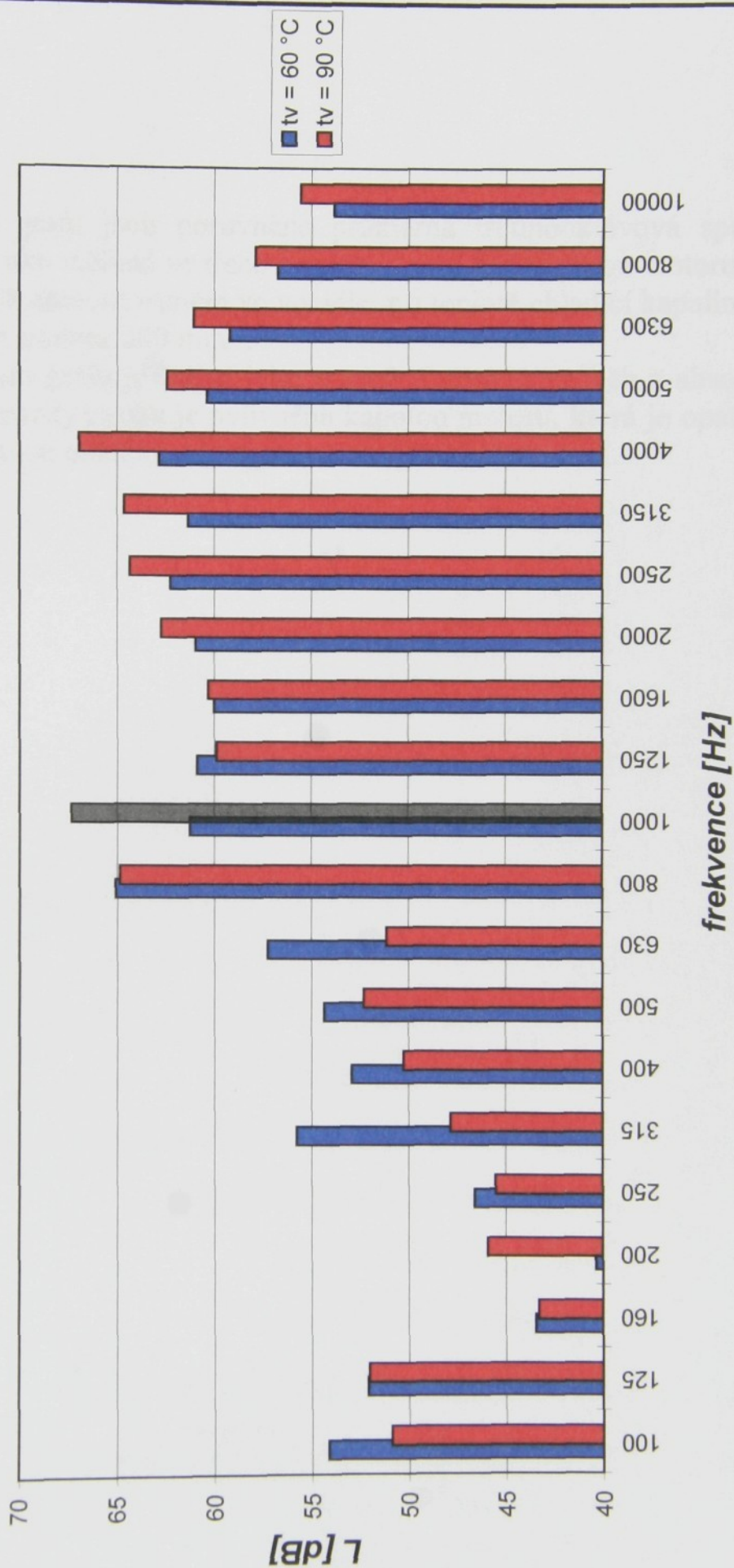


Graf 2.

V sloupcovém grafu jsou porovnána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku měřená plošným průměrováním, 5 mm nad víkem ventilových rozvodů na motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle, při teplotě chladicí kapaliny 60 a 90 °C a otáčkách motoru 800 min⁻¹.

Graf názorně ukazuje vliv ventilových vůlí na hlučnost motoru. Ventilové vůle se z nastavené hodnoty 0,25 mm u sacích a 0,20 mm u výfukových ventilů při teplotě 20 °C zvyšují prohřátím motoru na provozní teplotu až na hodnotu 0,45 - 0,5 mm, podle zatížení motoru. To způsobuje nárůst hladiny intenzity zvuku ve frekvenční oblasti nad 1000 Hz. Naproti tomu dochází u prohřátého motoru k poklesu hladiny intenzity zvuku v pásmu pod 1000 Hz, což je pravděpodobně způsobeno poklesem hluku spalování.

Hladiny intenzity zvuku nad ventilovým víkem ($n = 800/\text{min}$)

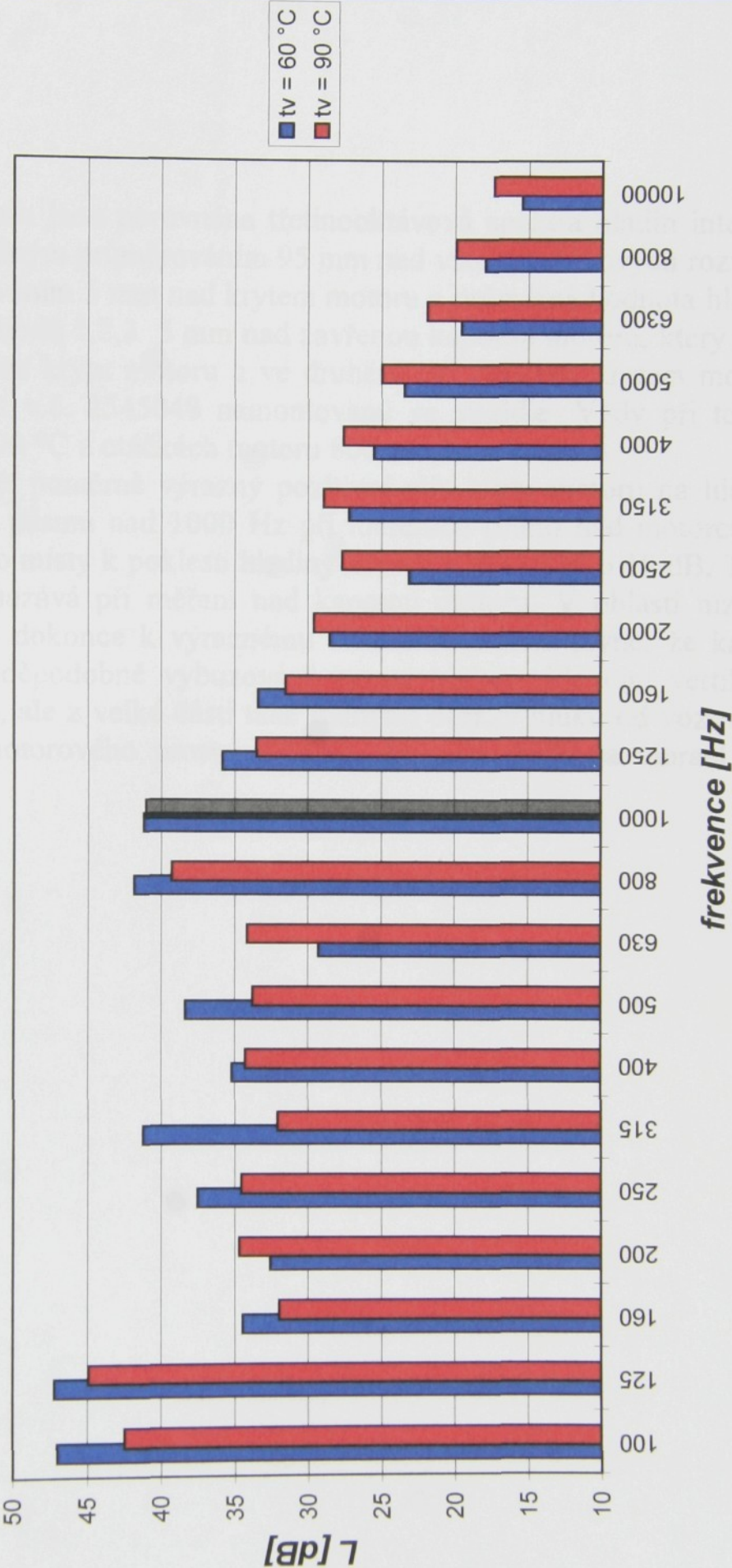


Graf 3.

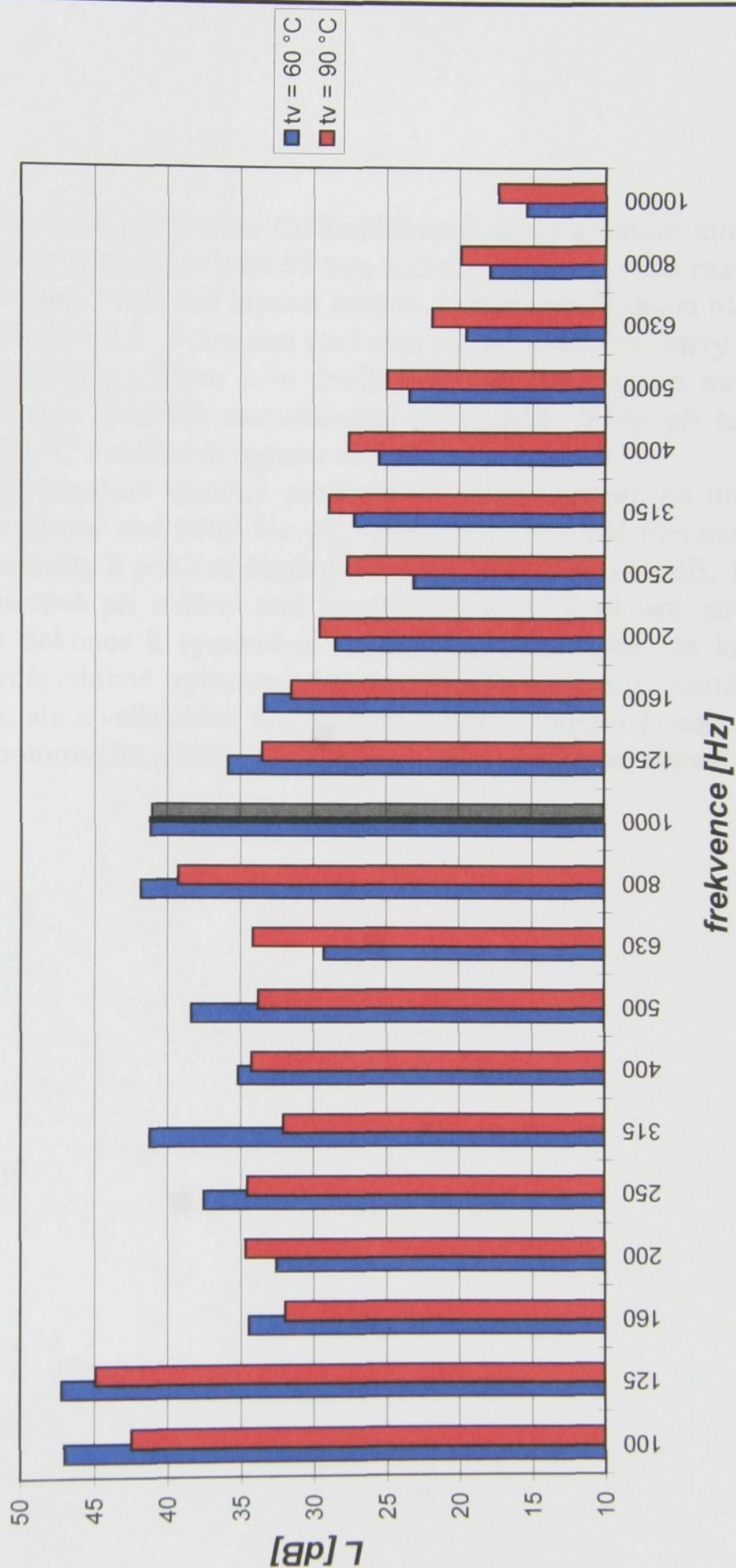
V sloupcovém grafu jsou porovnána průměrná třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku měřená ve třech bodech, 5 mm nad kapotou motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle, při teplotě chladící kapaliny 60 a 90 °C a otáčkách motoru 800 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 2. Pouze průběh a absolutní velikost hladin intenzity zvuku je ovlivněna kapotou motoru, která je opatřena tenkou tlumící vrstvou omezující hluk v oblasti vyšších frekvencí.

Hladiny intenzity zvuku nad kapotou
(n = 800/min)



Hladiny intenzity zvuku nad kapotou ($n = 800/\text{min}$)

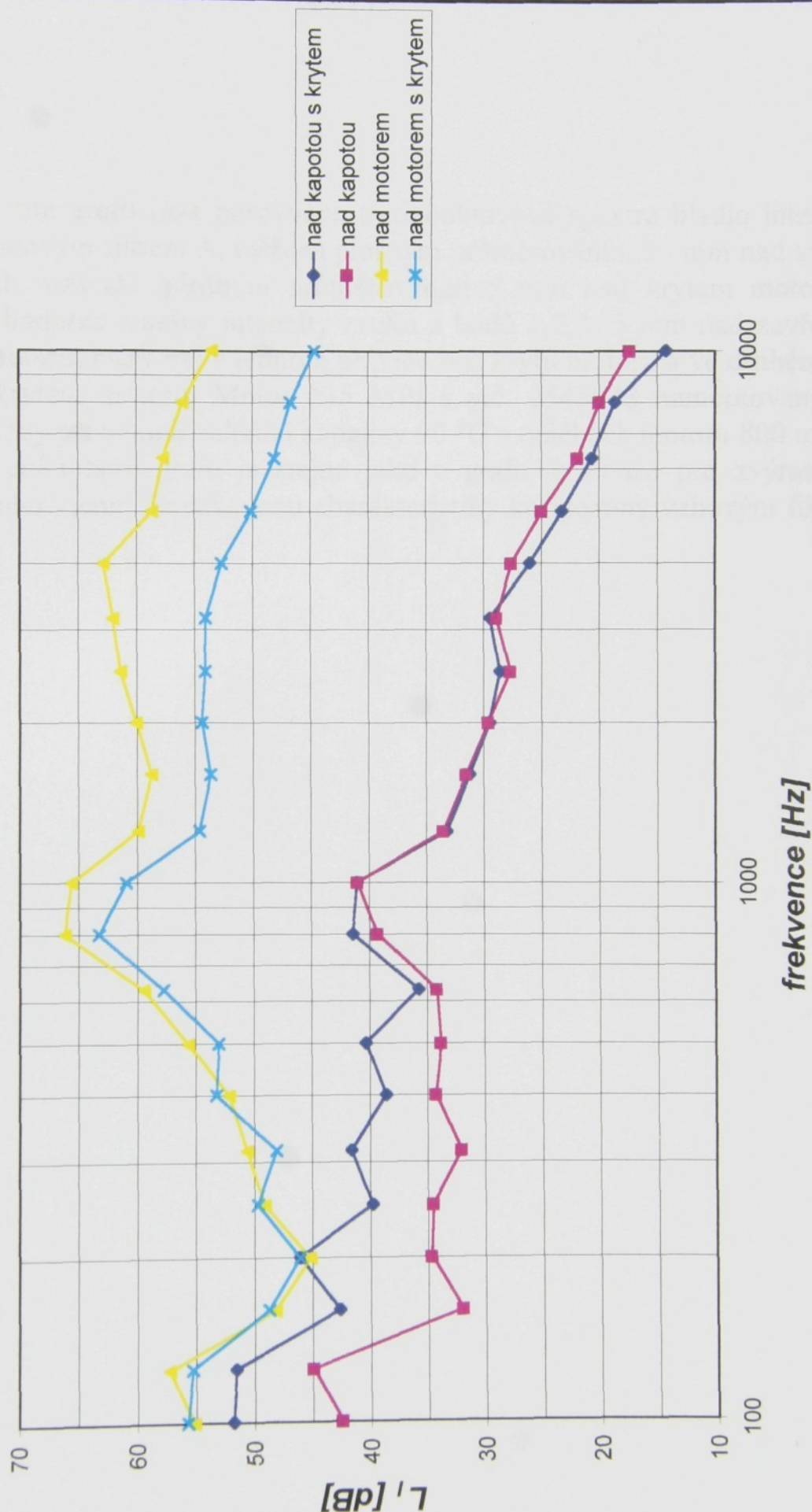


Graf 4.

V bodovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku měřená plošným průměrováním 95 mm nad víkem ventilových rozvodů, plošným průměrováním 5 mm nad krytem motoru a průměrná hodnota hladiny intenzity zvuku z bodů 1,2,3 5 mm nad zavřenou kapotou motoru, který byl v jednom případě bez krytu motoru a ve druhém byl vybaven krytem motoru. Motor 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaný ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 min⁻¹.

V grafu je vidět poměrně výrazný pozitivní vliv krytu motoru na hladinu intenzity zvuku v pásmu nad 1000 Hz při měřeních přímo nad motorem. V tomto pásmu došlo místy k poklesu hladiny intenzity zvuku až o 10 dB. Tento rozdíl se však smazává při měření nad kapotou motoru. V oblasti nízkých frekvencí dochází dokonce k výraznému zhoršení. Z toho plyne, že kapota motoru není pravděpodobně vybuzována pouze hlukem jdoucím vertikálně vzhůru od motoru, ale z velké části také různými odrazy hluku od vozovky a okolních ploch motorového prostoru, nebo přenosem hluku a vibrací přes místa uchycení.

Hlady intenzity zvuku ($n = 800 \text{ ot/min}$, $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$)

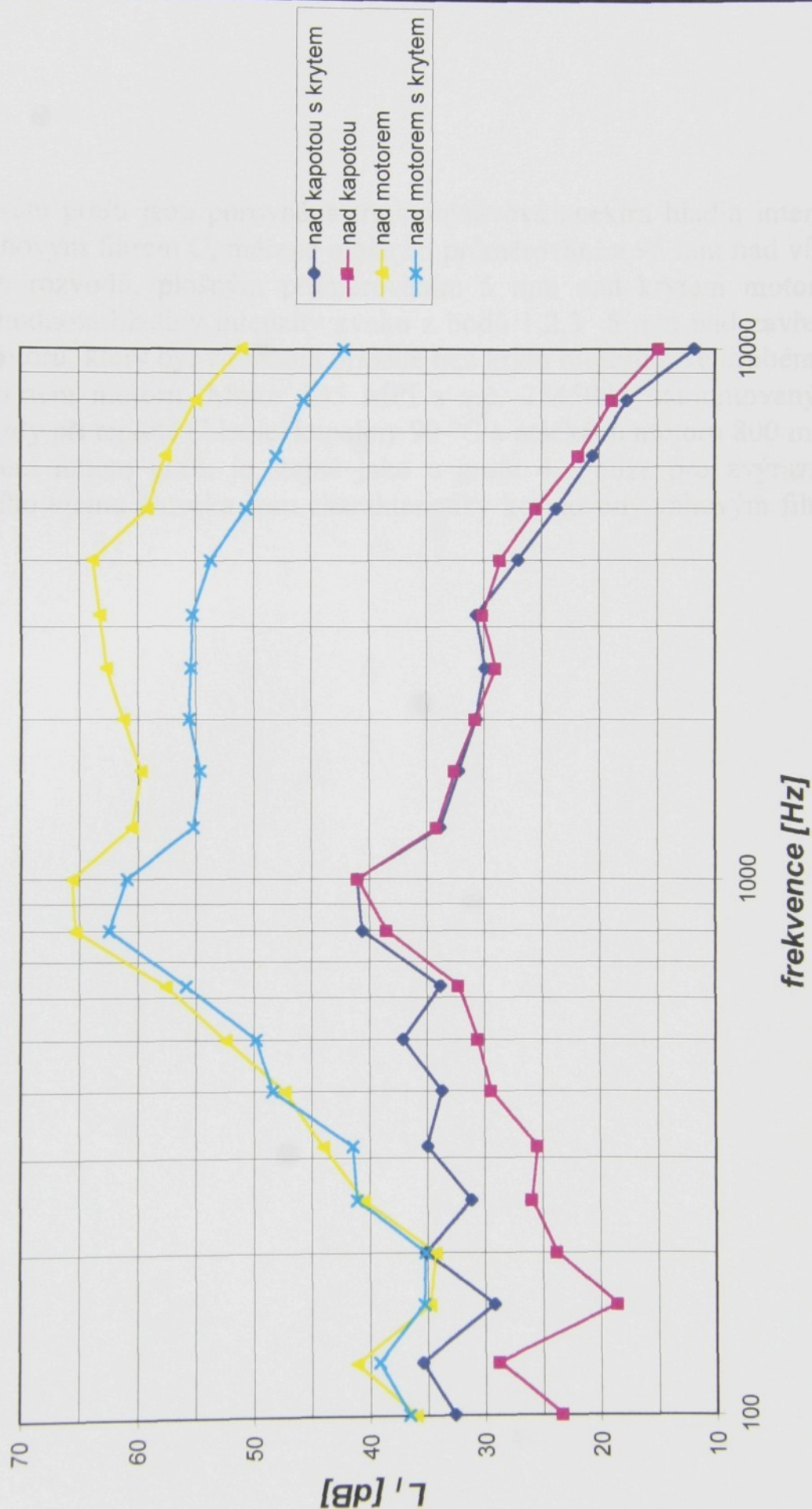


Graf 5.

V bodovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku s váhovým filtrem A, měřená plošným průměrováním 95 mm nad víkem ventilových rozvodů, plošným průměrováním 5 mm nad krytem motoru a průměrná hodnota hladiny intenzity zvuku z bodů 1,2,3 5 mm nad zavřenou kapotou motoru, který byl v jednom případě bez krytu motoru a ve druhém byl vybaven krytem motoru. Motor 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaný ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 4. Pouze pro zvýraznění subjektivního vjemu člověka jsou charakteristiky korigovány váhovým filtrem A.

Hladiny intenzity zvuku (A) ($n = 800 \text{ ot/min}$, $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$)

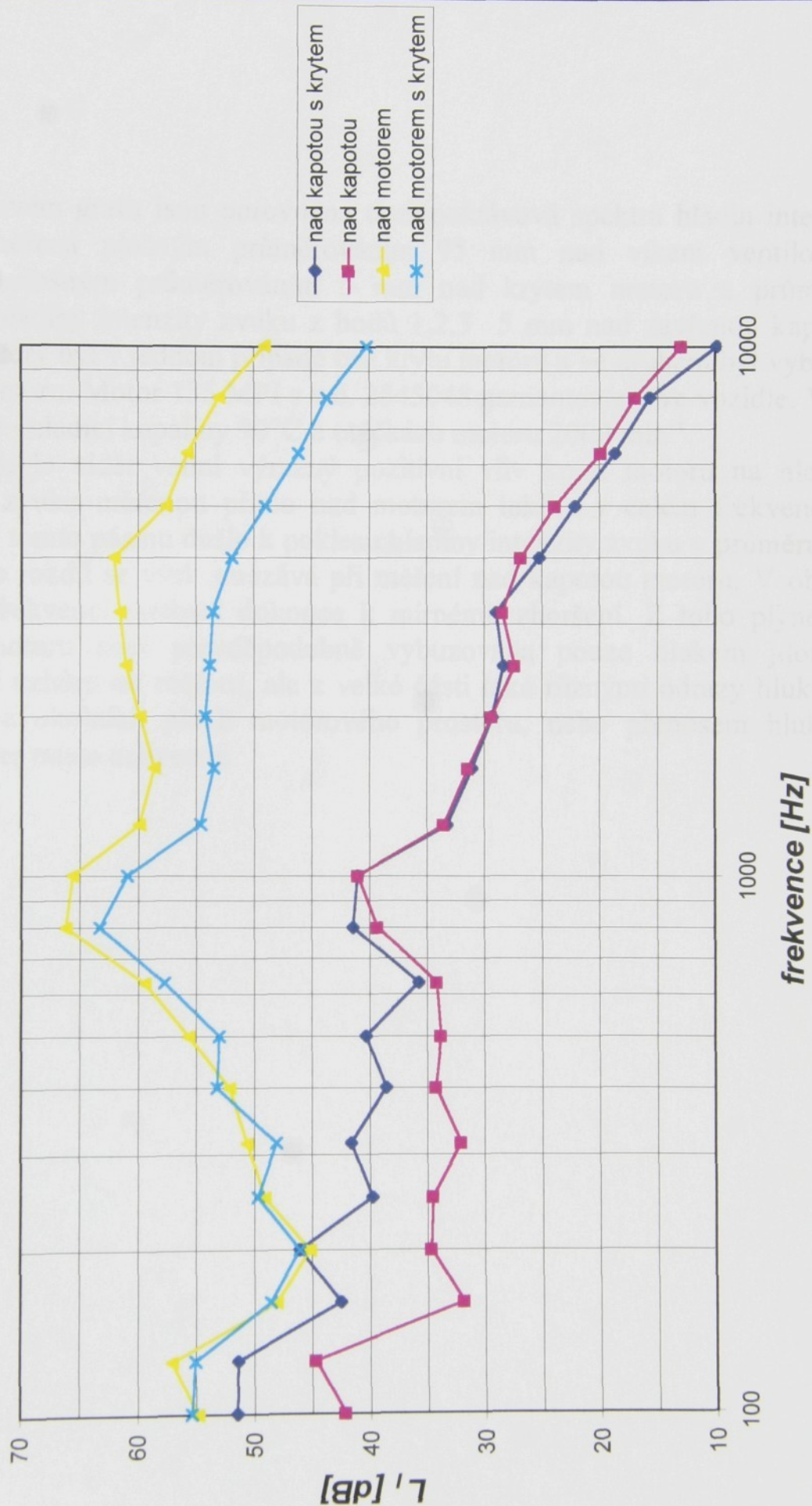


Graf 6.

V bodovém grafu jsou porovnána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku s váhovým filtrem C, měřená plošným průměrováním 95 mm nad víkem ventilových rozvodů, plošným průměrováním 5 mm nad krytem motoru a průměrná hodnota hladiny intenzity zvuku z bodů 1,2,3 5 mm nad zavřenou kapotou motoru, který byl v jednom případě bez krytu motoru a ve druhém byl vybaven krytem motoru. Motor 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaný ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 4. Pouze pro zvýraznění subjektivního vjemu člověka jsou charakteristiky korigovány váhovým filtrem C.

Hladiny intenzity zvuku (C) ($n = 800 \text{ ot/min}$, $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$)

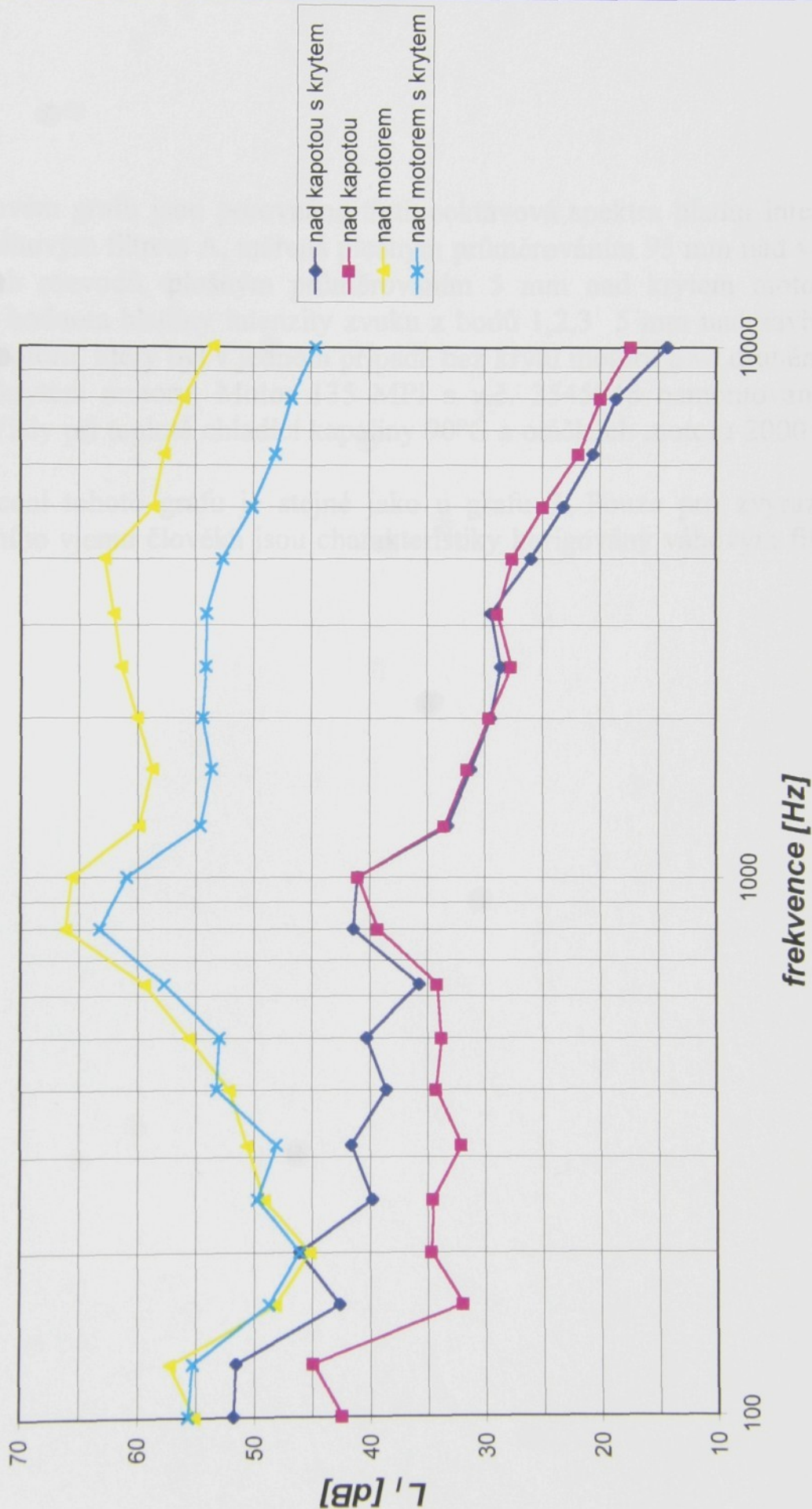


Graf 7.

V bodovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku, měřená plošným průměrováním 95 mm nad víkem ventilových rozvodů, plošným průměrováním 5 mm nad krytem motoru a průměrná hodnota hladiny intenzity zvuku z bodů 1,2,3 5 mm nad zavřenou kapotou motoru, který byl v jednom případě bez krytu motoru a ve druhém byl vybaven krytem motoru. Motor 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaný ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90°C a otáčkách motoru 2000 min⁻¹.

V grafu je vidět velmi výrazný pozitivní vliv krytu motoru na hladinu intenzity zvuku měřenou přímo nad motorem takřka v celém frekvenčním pásmu. V tomto pásmu došlo k poklesu hladiny intenzity zvuku v průměru o 5 dB. Tento rozdíl se však smazává při měření nad kapotou motoru. V oblasti nízkých frekvencí dochází dokonce k mírnému zhoršení. Z toho plyne, že kapota motoru není pravděpodobně vybuzována pouze hlukem jdoucím vertikálně vzhůru od motoru, ale z velké části také různými odrazy hluku od vozovky a okolních ploch motorového prostoru, nebo přenosem hluku a vibrací přes místa uchycení.

Hladiny intenzity zvuku ($n = 800 \text{ ot/min}$, $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$)

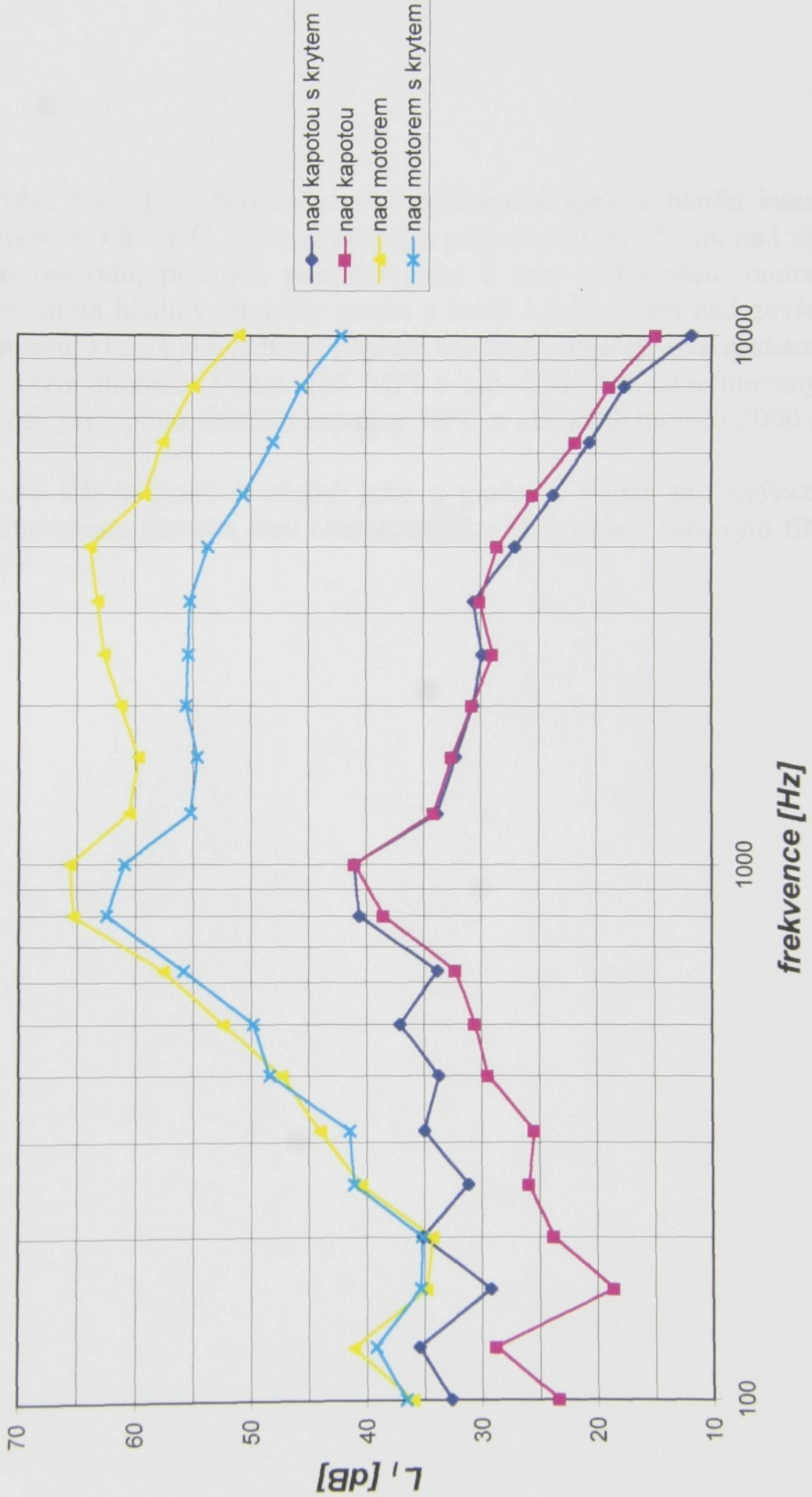


Graf 8.

V bodovém grafu jsou porovnána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku s váhovým filtrem A, měřená plošným průměrováním 95 mm nad víkem ventilových rozvodů, plošným průměrováním 5 mm nad krytem motoru a průměrná hodnota hladiny intenzity zvuku z bodů 1,2,3 5 mm nad zavřenou kapotou motoru, který byl v jednom případě bez krytu motoru a ve druhém byl vybaven krytem motoru. Motor 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaný ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90°C a otáčkách motoru 2000 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 7. Pouze pro zvýraznění subjektivního vjemu člověka jsou charakteristiky korigovány váhovým filtrem A.

Hladiny intenzity zvuku (A) ($n = 800 \text{ ot/min}$, $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$)

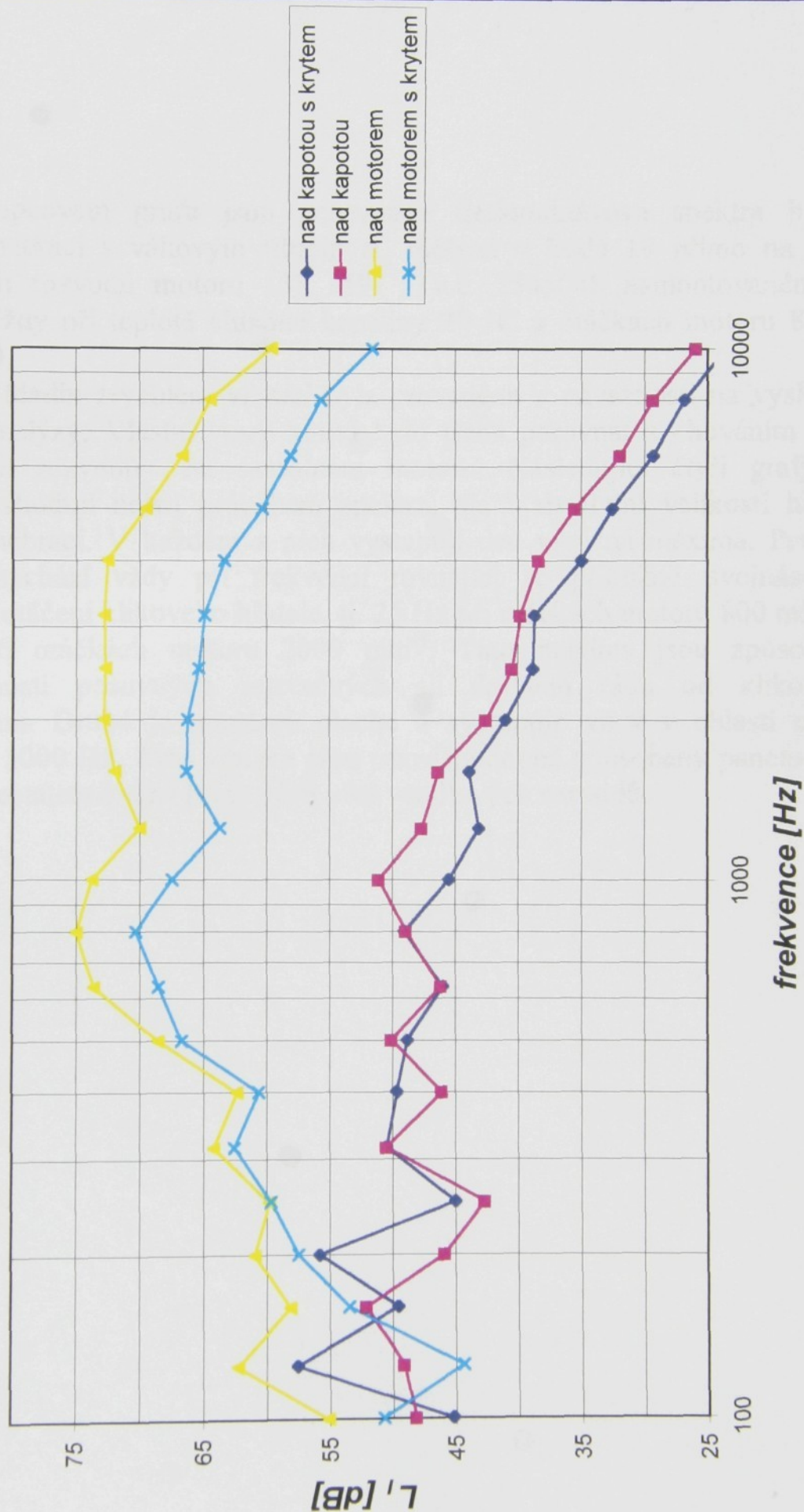


Graf 9.

V bodovém grafu jsou porovnána třetinooktávová spektra hladin intenzity zvuku s váhovým filtrem C, měřená plošným průměrováním 95 mm nad víkem ventilových rozvodů, plošným průměrováním 5 mm nad krytem motoru a průměrná hodnota hladiny intenzity zvuku z bodů 1,2,3 5 mm nad zavřenou kapotou motoru, který byl v jednom případě bez krytu motoru a ve druhém byl vybaven krytem motoru. Motor 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaný ve vozidle. Vždy při teplotě chladící kapaliny 90°C a otáčkách motoru 2000 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 7. Pouze pro zvýraznění subjektivního vjemu člověka jsou charakteristiky korigovány váhovým filtrem C.

Hladiny intenzity zvuku (C) ($n = 2000 \text{ ot/min}$, $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$)

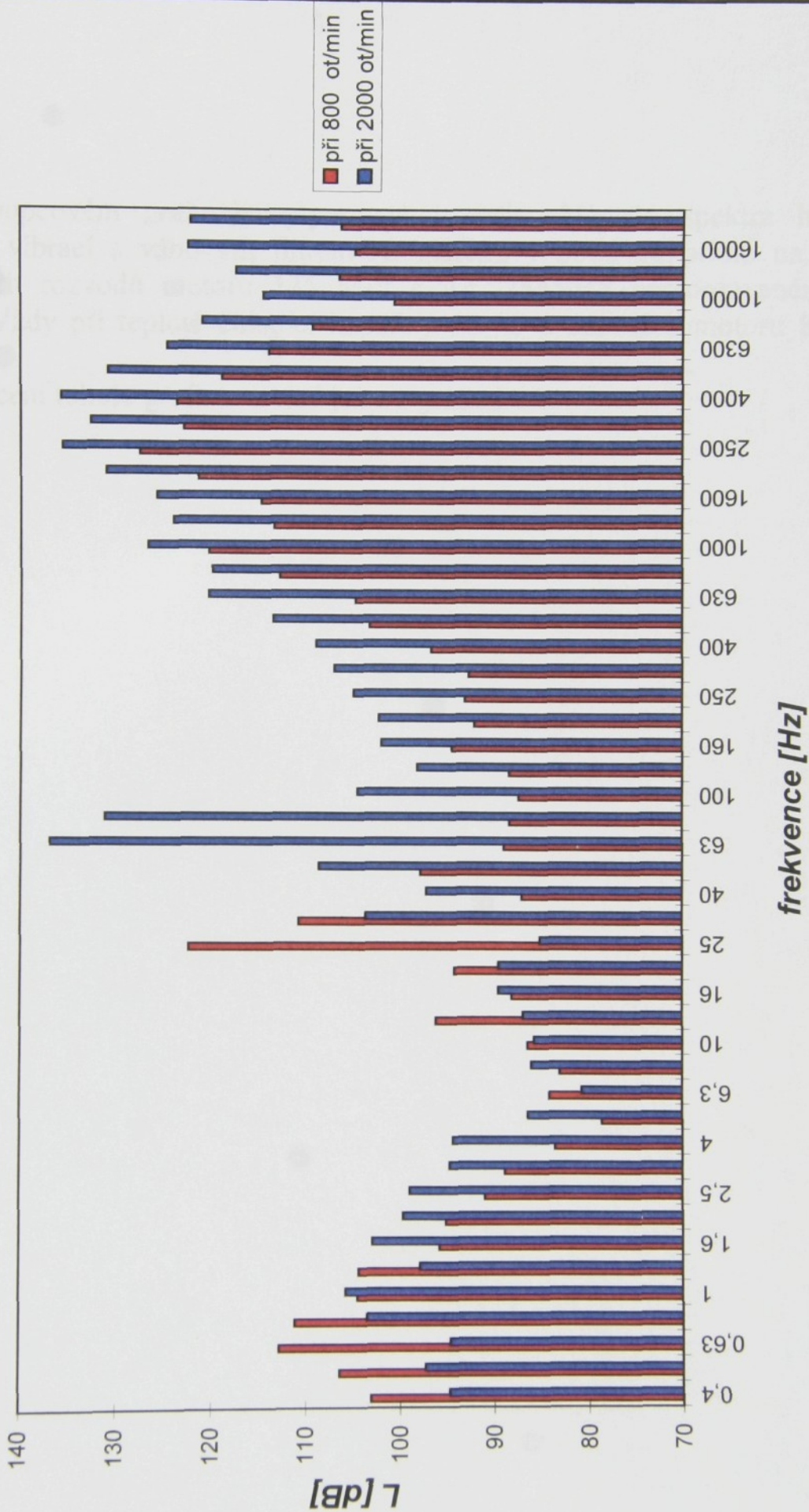


Graf 10.

Ve sloupcovém grafu jsou porovnána třetinooktávová spektra hladin zrychlení vibrací s váhovým filtrem A, měřená v bodě 19 přímo na víku ventilových rozvodů motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 a 2000 min⁻¹.

Měření hladin zrychlení vibrací byla prováděna v návaznosti na výsledky modální analýzy. Vlastní tvary kmitů bylo třeba porovnat s chováním víka ventilových rozvodů na samotném motoru. Následující čtyři grafy se prakticky shodují nejen průběhem spektra, ale i absolutní velikostí hladin zrychlení vibrací. V každém z nich vystupují dvě výrazná maxima. První z nich se nachází vždy při frekvenci rovnající se přibližně dvojnásobku frekvence otáčení klikového hřídele, tj. 25 Hz při otáčkách motoru 800 min⁻¹ a 63 Hz při otáčkách motoru 2000 min⁻¹. Tato maxima jsou způsobena nevyvážeností posuvných setrvačných sil druhého řádu od klikového mechanismu. Druhé je poměrně ploché a vystupuje vždy v oblasti okolo frekvence 3000 Hz. Tyto vibrace jsou pravděpodobně způsobeny panelovými kmity nedostatečně tuhé horní části víka ventilových rozvodů.

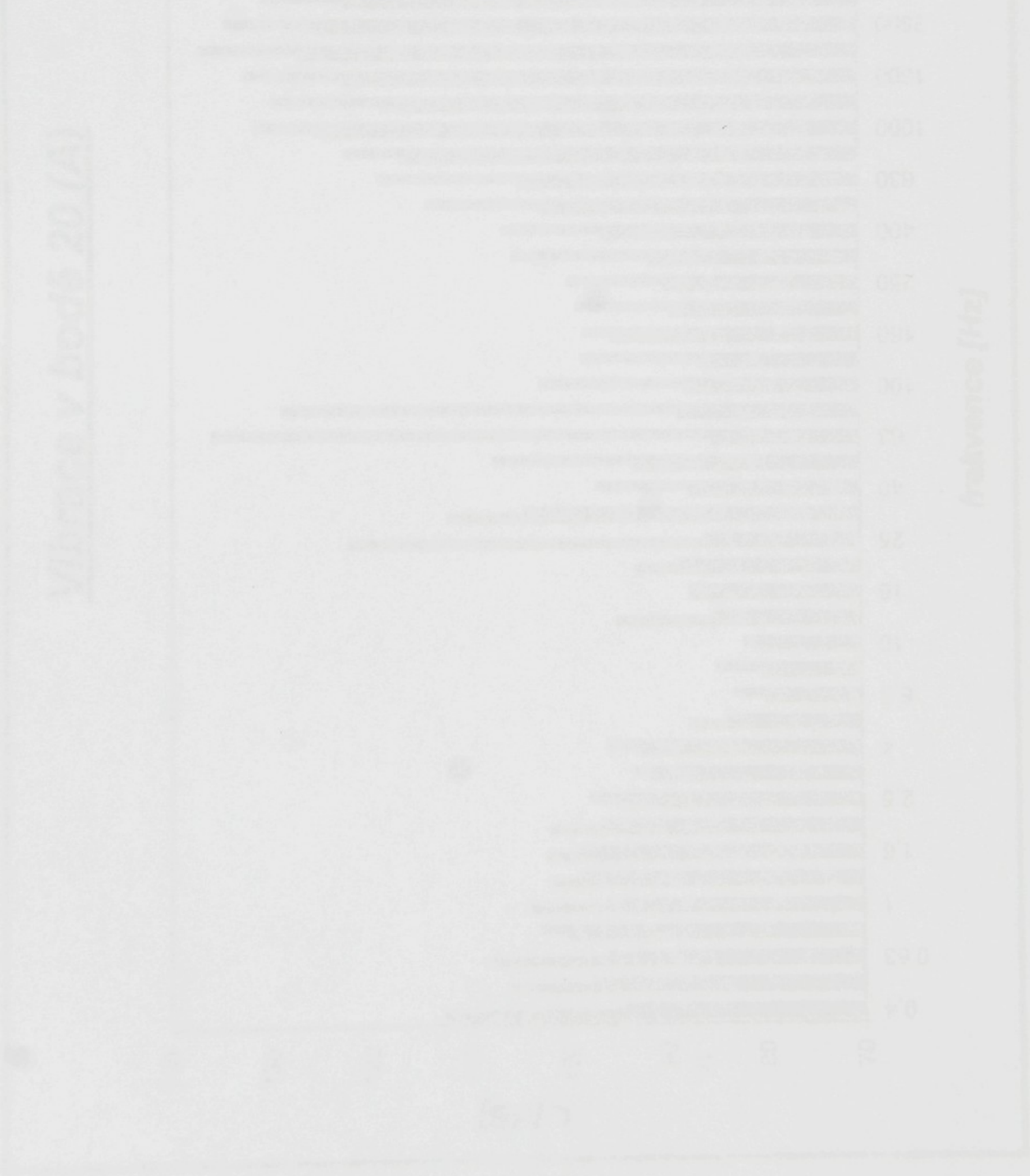
Vibrace v bodě 19 (A)



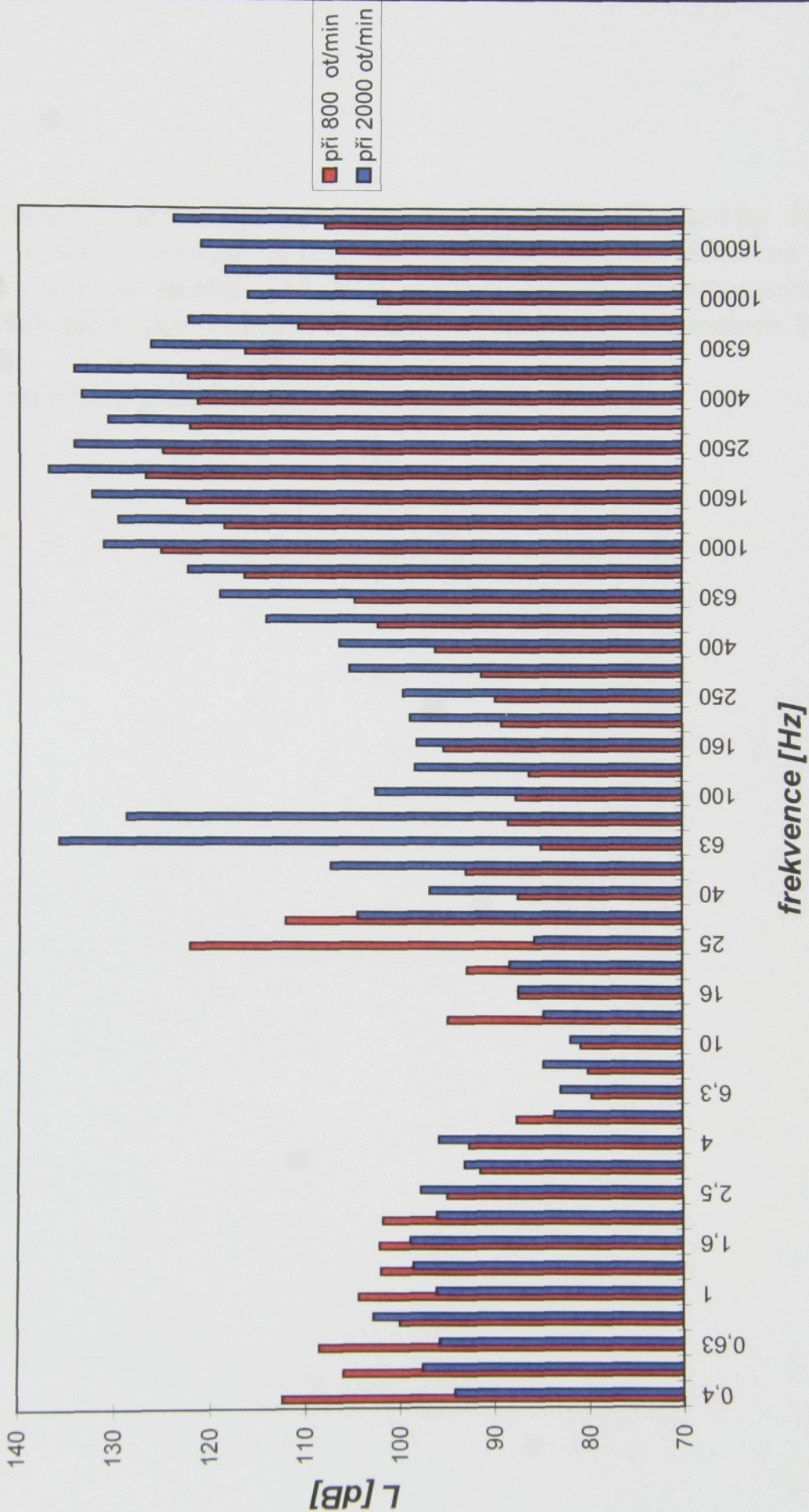
Graf 11.

Ve sloupcovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin zrychlení vibrací s váhovým filtrem A, měřená v bodě 20 přímo na víku ventilových rozvodů motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle. Vždy při teplotě chladící kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 a 2000 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 10.



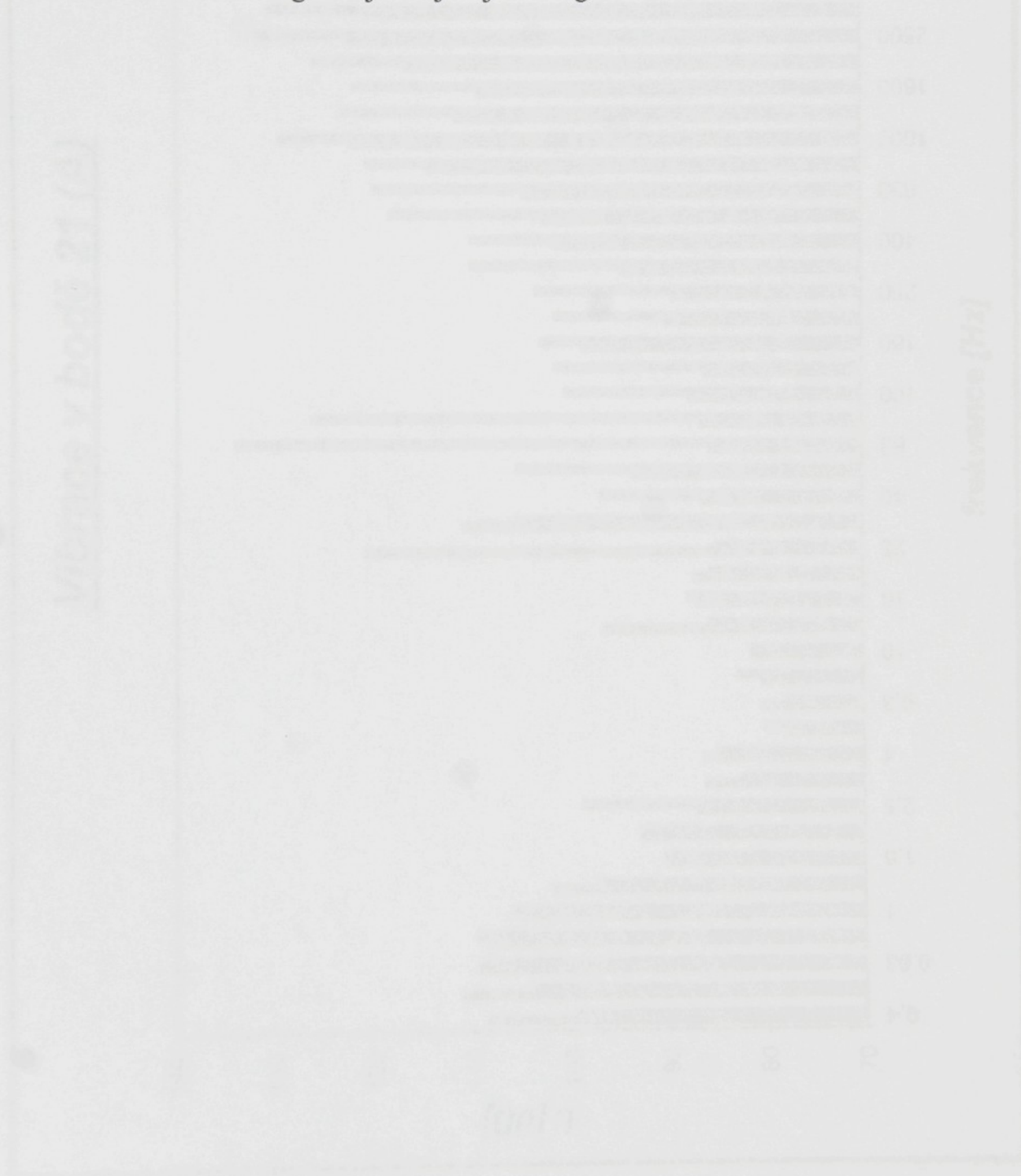
Vibrace v bodě 20 (A)



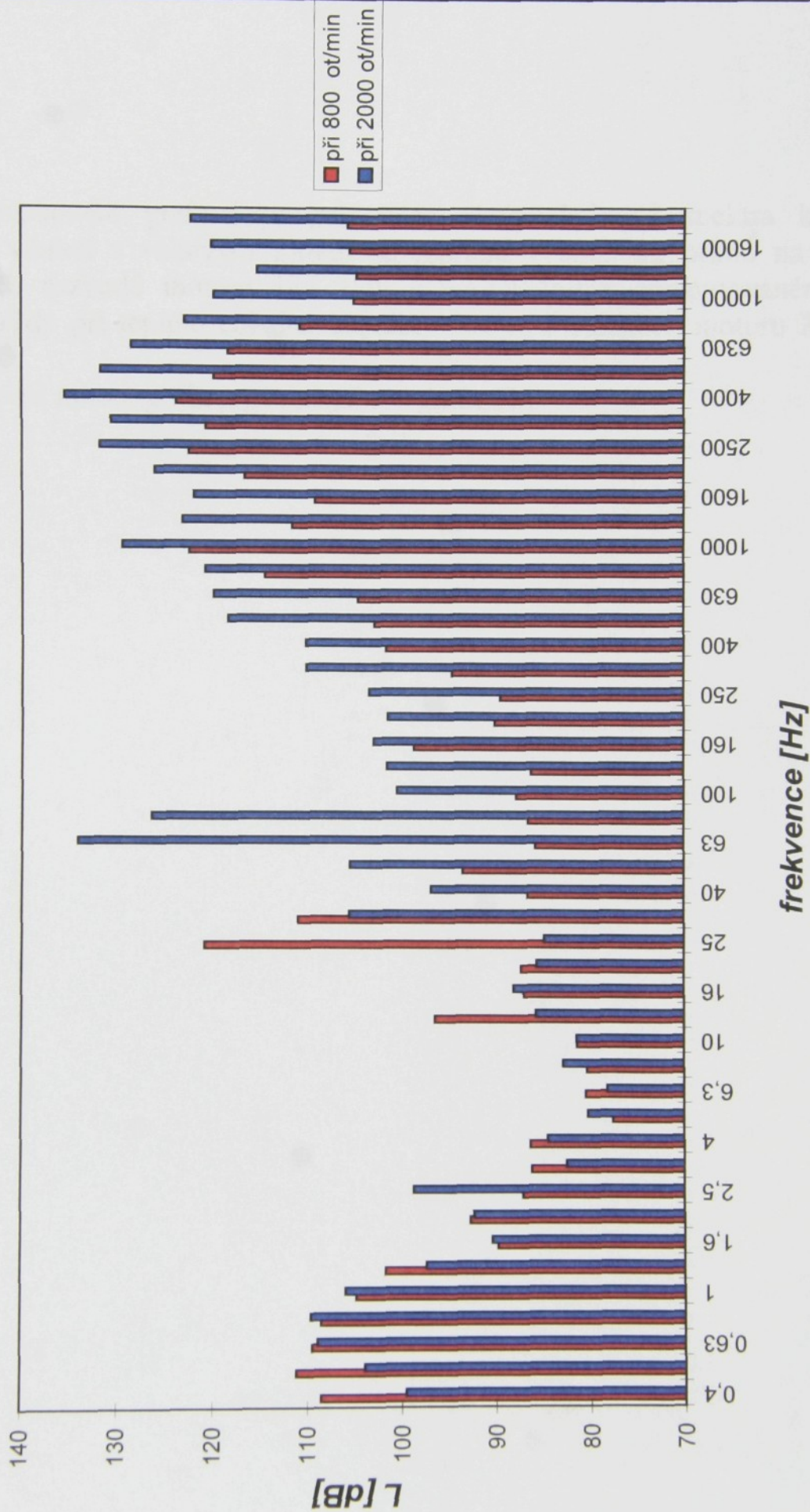
Graf 12.

Ve sloupcovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin zrychlení vibrací s váhovým filtrem A, měřená v bodě 21 přímo na víku ventilových rozvodů motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 a 2000 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 10.



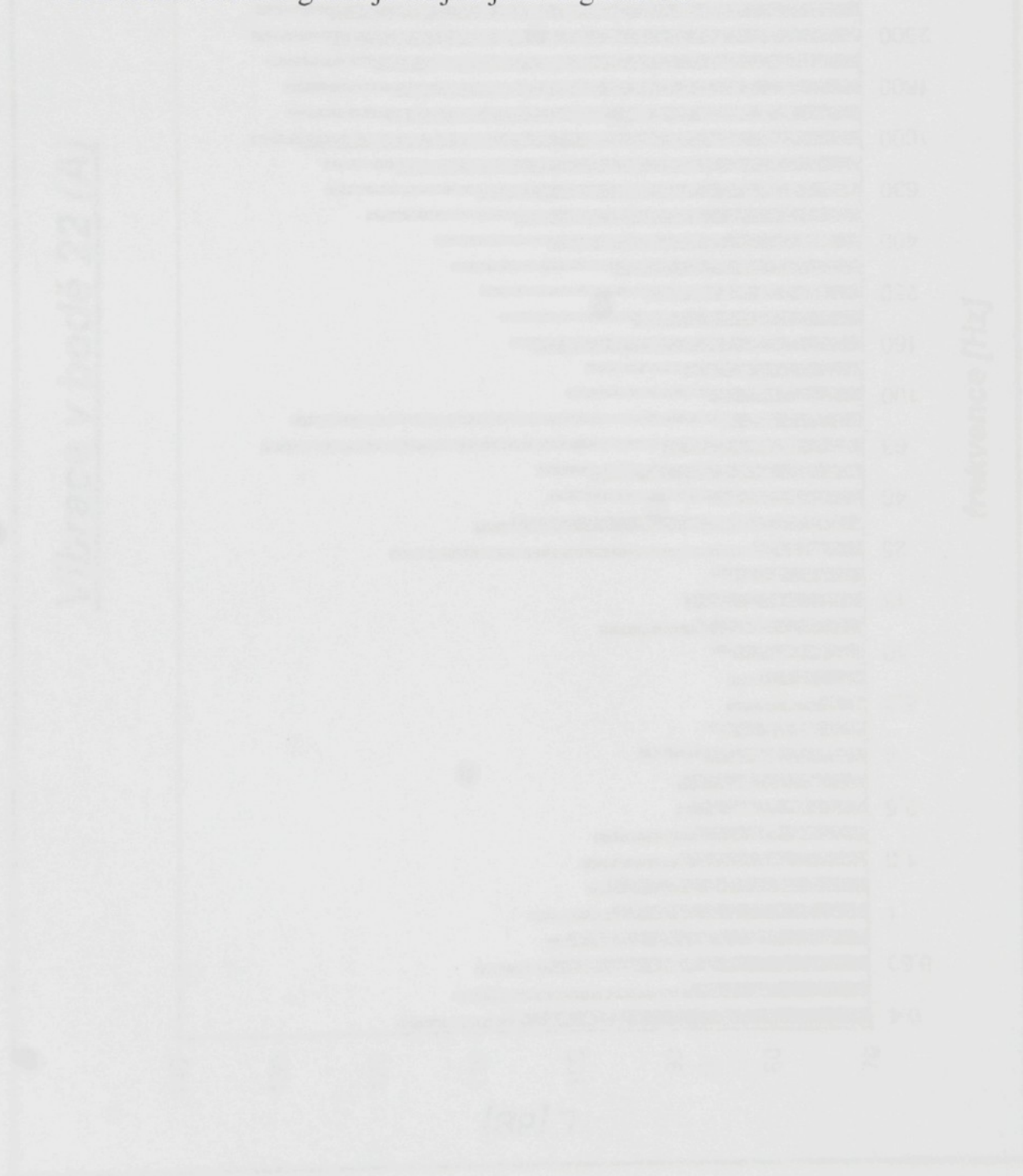
Vibrace v bodě 21 (A)



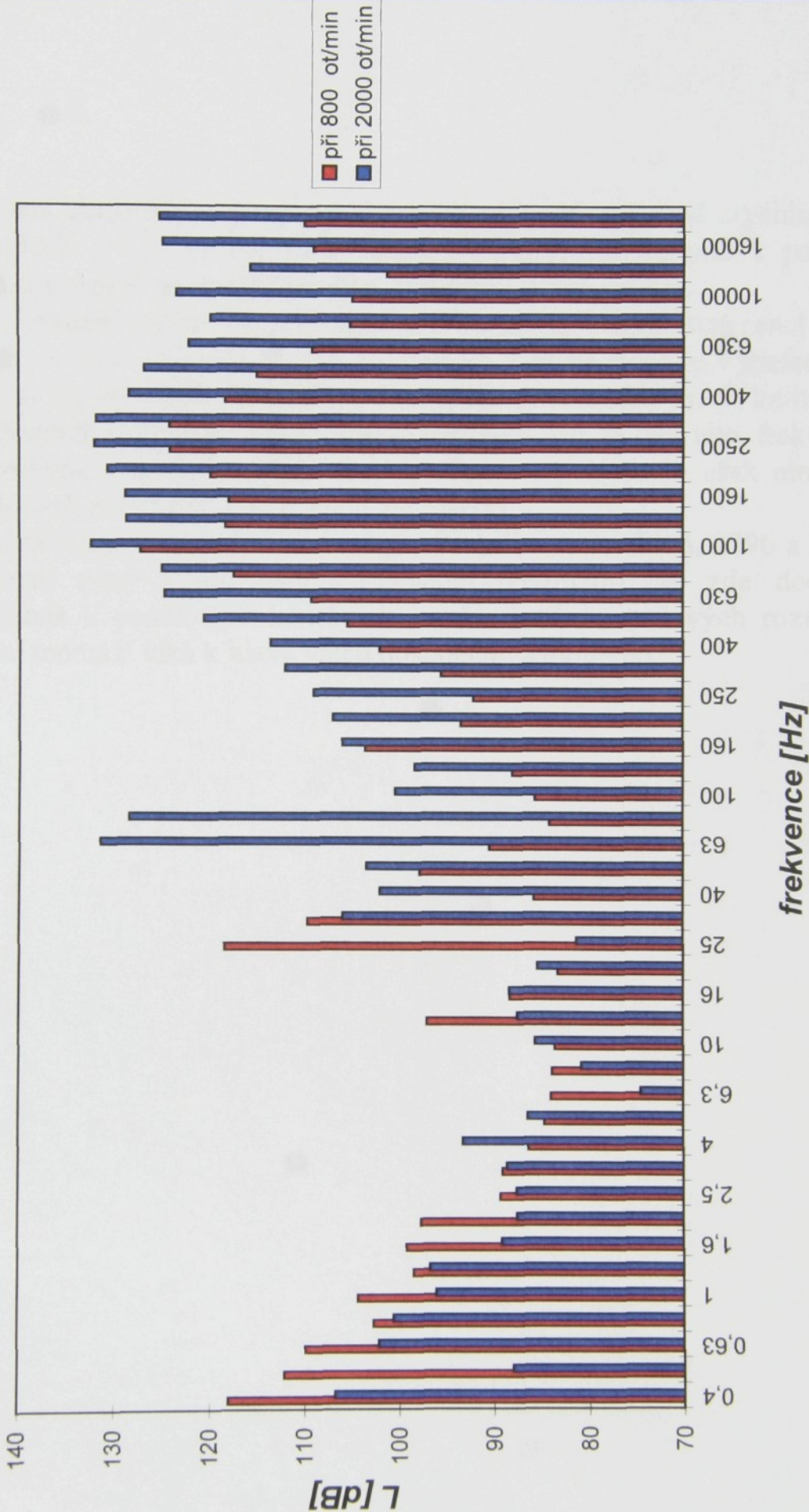
Graf 13.

Ve sloupcovém grafu jsou porovnávána třetinooktávová spektra hladin zrychlení vibrací s váhovým filtrem A, měřená v bodě 22 přímo na víku ventilových rozvodů motoru 135 MPI s v.č. 2545048 namontovaném ve vozidle. Vždy při teplotě chladicí kapaliny 90 °C a otáčkách motoru 800 a 2000 min⁻¹.

Hodnocení tohoto grafu je stejné jako u grafu 10.



Vibreace v bodě 22 (A)



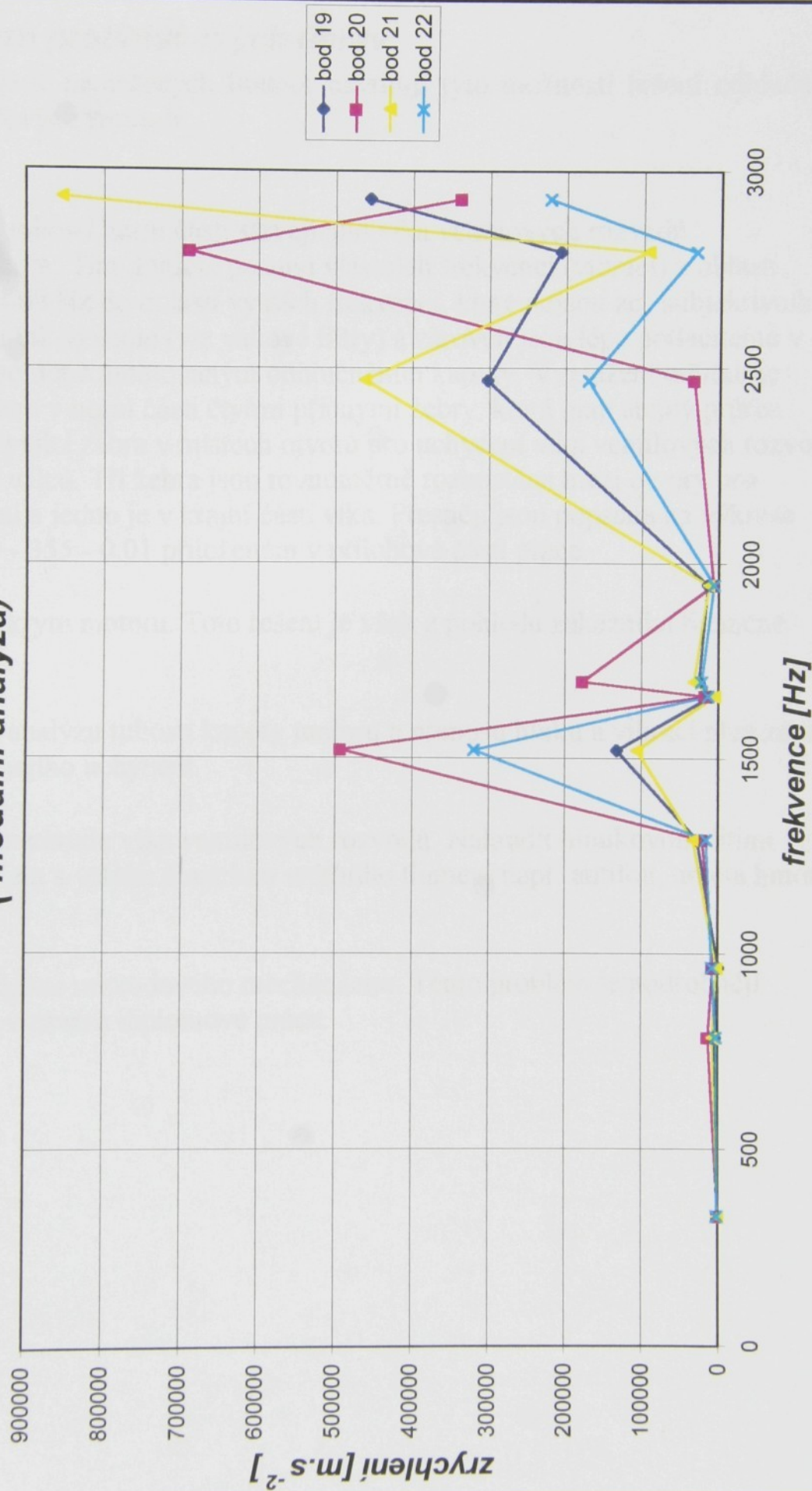
Graf 14.

V bodovém grafu jsou porovnány absolutní velikosti amplitud zrychlení ve čtyřech bodech (19,20,21,22) víka ventilových rozvodů získané s pomocí softwaru firmy Adash z modální analýzy (vlastních tvarů kmitů).

V grafu výrazně vystupují dvě maxima. První při vlastní frekvenci víka ventilových rozvodů 1520 Hz. Toto maximum se však neobjevuje v grafech 10 až 13. To si lze vysvětlit po shlédnutí animace provozního tvaru kmitu při vlastní frekvenci 1520 Hz. Víko ventilových rozvodů se při této frekvenci podélně prohýbá v rovině xz (viz obr.14). Tomuto pohybu je však montáží víka ventilových rozvodů k hlavě válců zabráněno.

Druhé maximum vystupuje v oblasti vlastních frekvencí 2468, 2796 a 2928 Hz. Provozní tvary kmitů těchto frekvencí prozrazují, že zde dochází pravděpodobně k panelovým kmitům horní části víka ventilových rozvodů, kterým není montáží víka k hlavě válců dostatečně zabráněno.

Absolutní amplitudy zrychlení v bodech víka
(modální analýza)



3.8 Návrh protihlukových úprav

Na základě naměřených hodnot navrhuji tyto možnosti řešení odhlučnění víka ventilových rozvodů:

- zvýšení tuhosti horní části stávajícího víka ventilových rozvodů žebrováním. Tím dojde k posunu vlastních frekvencí (vibrací) z oblasti okolo 3000 Hz do oblasti vyšších frekvencí, které nejsou ze subjektivního pohledu tak výrazné (viz váhové filtry) a zároveň jsou lépe potlačitelné v současné době montovaným odhlučněním kapoty. Vyztužení odlitku je provedeno v horní části čtyřmi příčnými žebry, která mají stejný průřez jako stávající žebra v místech otvorů pro uchycení víka ventilových rozvodů k hlavě válců. Tři žebra jsou rovnoměrně rozmístěna mezi otvory pro uchycení a jedno je v krajní části víka. Přesněji jsou popsána na výkrese č. KSD - 355 - 0.01 přiloženém v přílohové části práce.
- montáž krytu motoru. Toto řešení je však z pohledu zákazníka finančně náročné.
- provést analýzu tuhosti kapoty motoru a přenosu hluku a vibrací přes zámek a místa jejího uchycení.
- změna materiálu víka ventilových rozvodů. Nahradit hliníkovou slitinu materiálem s větším činitelem vnitřního tlumení např. antifon, umělá hmota apod.
- optimalizace rozvodového mechanismu. Tento problém je podrobněji popsán v závěru diplomové práce.

4. ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala problémem, jak odstranit nebo potlačit subjektivně nepříjemný klapavý zvuk motorů Škoda 1300 odhlučněním víka ventilových rozvodů. Tento zvuk je velmi ovlivňován velikostí vůle v rozvodovém mechanismu. Protože nebylo možno při měřeních intenzity zvuku a vibrací na vozidle z časových důvodů provést důkladné ověření vlivu ventilových vůlí na hlučnost motoru, obrátil jsem se na vývojové oddělení a.a.s. Škoda v Mladé Boleslavi. Po konzultaci s panem Ing. Milanem Neubauerem jsem dospěl k těmto závěrům.

Subjektivně nepříjemný charakter hluku motoru způsobuje v největší míře rozvodový mechanismus. Dochází ke klapavým zvukům, tzv. dieselektu. Tyto zvuky jsou způsobeny vymezením vůlí v rozvodovém mechanismu na počátku otevírání ventilu a dopadem ventilu do sedla v okamžiku zavření ventilu. Ventilové vůle se z nastavené hodnoty 0,25 mm u sacích a 0,20 mm u výfukových ventilů při teplotě 20 °C zvyšují prohrátím motoru na provozní teplotu až na hodnotu 0,45 - 0,5 mm, podle zatížení motoru. Měření ve vývojovém oddělení prokázala, že zvětšení ventilové vůle o 0,10 mm způsobí nárůst intenzity hluku až o 4 dB. Zvuk způsobený vymezením vůlí v rozvodovém mechanismu byl popsán jako ráz širokého frekvenčního rozsahu, který je výrazně slyšitelný v otáčkovém režimu 800 - 2000 min⁻¹.

Intenzitu rázu při dopadu ventilu do sedla lze ovlivnit dopadovou rychlostí ventilu tj. tvarem náběhu vačky v blízkosti základní kružnice a také hmotností jednotlivých součástí rozvodového mechanismu. Intenzitu rázu na počátku otevírání ventilu potom lze ovlivnit velikostí ventilové vůle v rozvodovém mechanismu, tj. hydraulickým vymezováním vůle ventilů, nebo vložením pružného členu do rozvodového mechanismu.

Výše popsáný vliv velikosti ventilové vůle na hlučnost motoru je prokazatelný i z mnou prováděných měření na vozidle (viz graf 2.). Protože je daný hluk způsobován rázem širokofrekvenčního rozsahu (lze ho přirovnat k rázovému buzení při modální analýze), vybuzuje vibrace víka ventilových rozvodů, které se s otáčkami motoru neposunují ve frekvenční oblasti, ale pouze zvyšují svoji intenzitu (viz grafy 10,11,12 a 13.).

Proto považuji za prvořadé řešení vyztužení víka ventilových rozvodů dodatečným žebrováním odlitku. Samozřejmě existuje mnoho variant uspořádání vyztužujících žebor. Pro ověření účinnosti tohoto řešení předkládám v přílohové části diplomové práce jednu z nejjednodušších možných variant uspořádání žebor, kterou lze podle výsledků měření a technologických požadavků upravit.

I když odhlučnění víka ventilových rozvodů přinese pozitivní výsledky, jedná se o sekundární opatření.

Literatura

APETAUR, M.: Konstrukce automobilů díl I. (Hluk motorových vozidel), ČVUT Praha 1995

Automobil revue: 8'96 Special: Felicia 1.3 MPI, 1'97 Škoda Octavia 1.9 TDI

BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů, VŠST Liberec 1986

CEDRYCH, M. R.: Automobily Škoda Felicia, Grada 1996

DOSSING, O.: Zkoušení mechanických soustav (Část I.: Měření pohyblivosti) a Zkoušení konstrukcí (Část II.: Analýza vidů kmitání a modelování), Brüel&Kjaer 1988, 1989

MARUNIČ, J.: Analýza zdrojů hluku a vibrací vysokozdvížných vozíků, Diplomová práce, VŠST Liberec 1992

NOVÝ, R.: Hluk a chvění, ČVUT Praha 1995

PLANÝ, J.: Hodnocení akustické kvality, Diplomová práce, TU Liberec 1995

Sborník z konference v Grazu: Leise Fahrzeuge - Wunsch oder Wirklichkeit?, Graz 1990

Seznam příloh:

Příloha 1: otáčková charakteristika motoru Škoda 135 MPI

Příloha 2: otáčková charakteristika motoru Škoda 136 MPI

Příloha 3: výrobní výkres, Víko hlavy válců

Příloha 4: výkres, Víko hlavy válců, č.v. KSD - 355 - 0.01

Prohlášení k využívání výsledků DP:

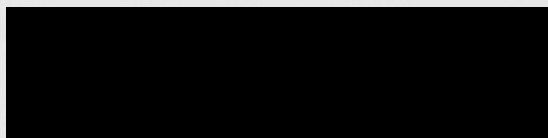
Jsem si vědom toho, že diplomová práce je majetkem školy a že s ní nemohu sám bez svolení školy disponovat a že diplomová práce může být zapůjčena či objednána (kopie) za účelem využití jejího obsahu.

Beru na vědomí, že po 5ti letech si mohu diplomovou práci vyžádat v Univerzitní knihovně TU v Liberci, kde je uložena.

Jméno a příjmení:

Petr Farník

Adresa:



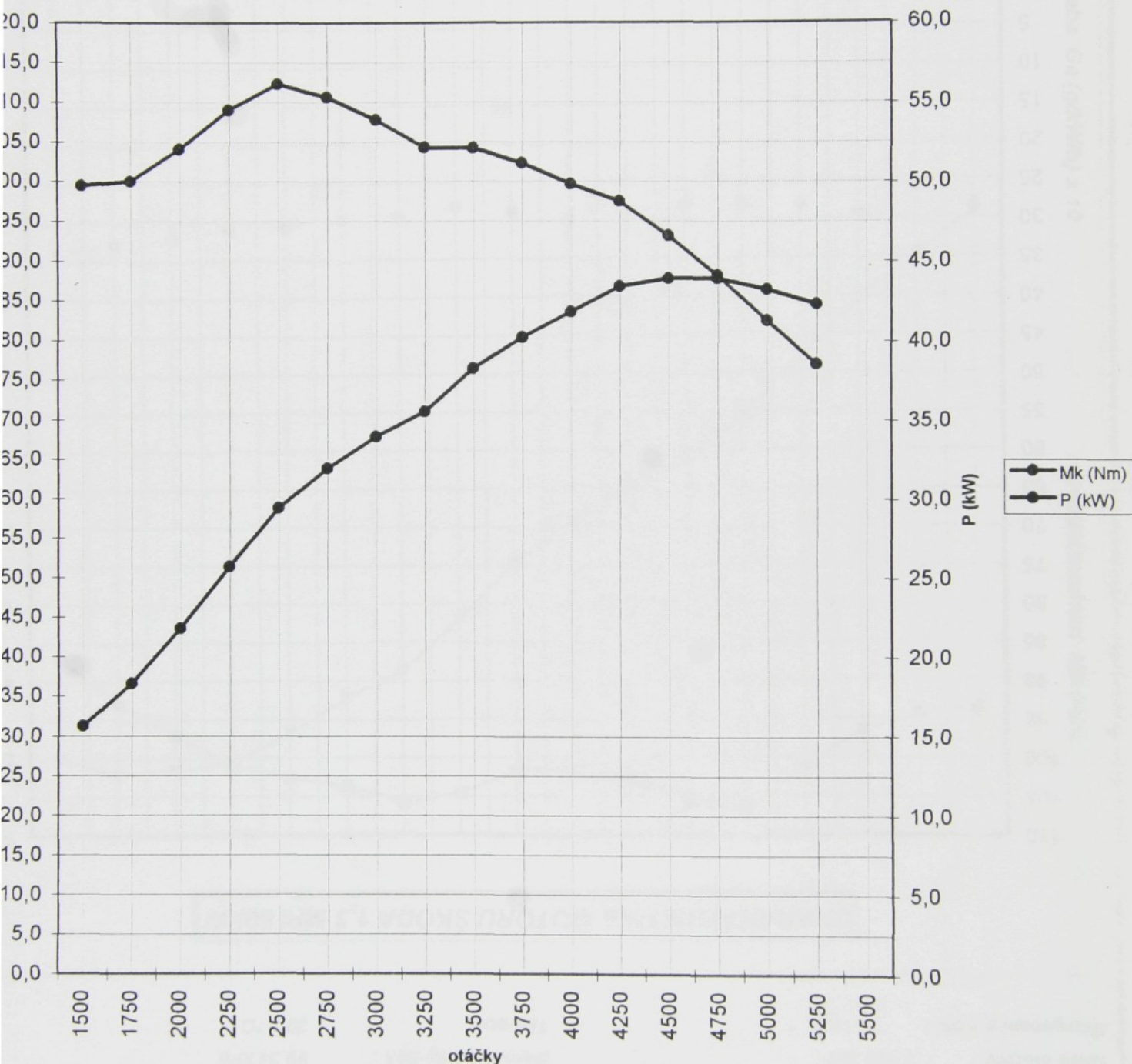
Petr F A R N Í K

CHARAKTERISTIKA MOTORU SKODA 135 M

n.	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5250	5500
η)	99,5	100,0	104,1	109,0	112,3	110,7	107,8	104,3	104,2	102,3	99,7	97,5	93,2	88,2	82,5	77,0	
γ)	15,6	18,3	21,8	25,7	29,4	31,9	33,9	35,5	38,2	40,2	41,8	43,4	43,9	43,9	43,2	42,3	

řístroje : Výkonová brzda SF - 7100

Charakteristika motoru 135 MPi.



sí P : 43,9 kW dle normy DIN 42,5 kW dle normy ISO
 sí Mk : 112,3 Nm dle normy DIN 109,0 Nm dle normy ISO

trický tlak : 99,15 kPa
 : 25 °C

Vlhkost vzduchu : 4,5 %
 Měření provedl : Orendáš Pavel

Datum měření : 20.3.1996
 Číslo motoru : 2 340 921

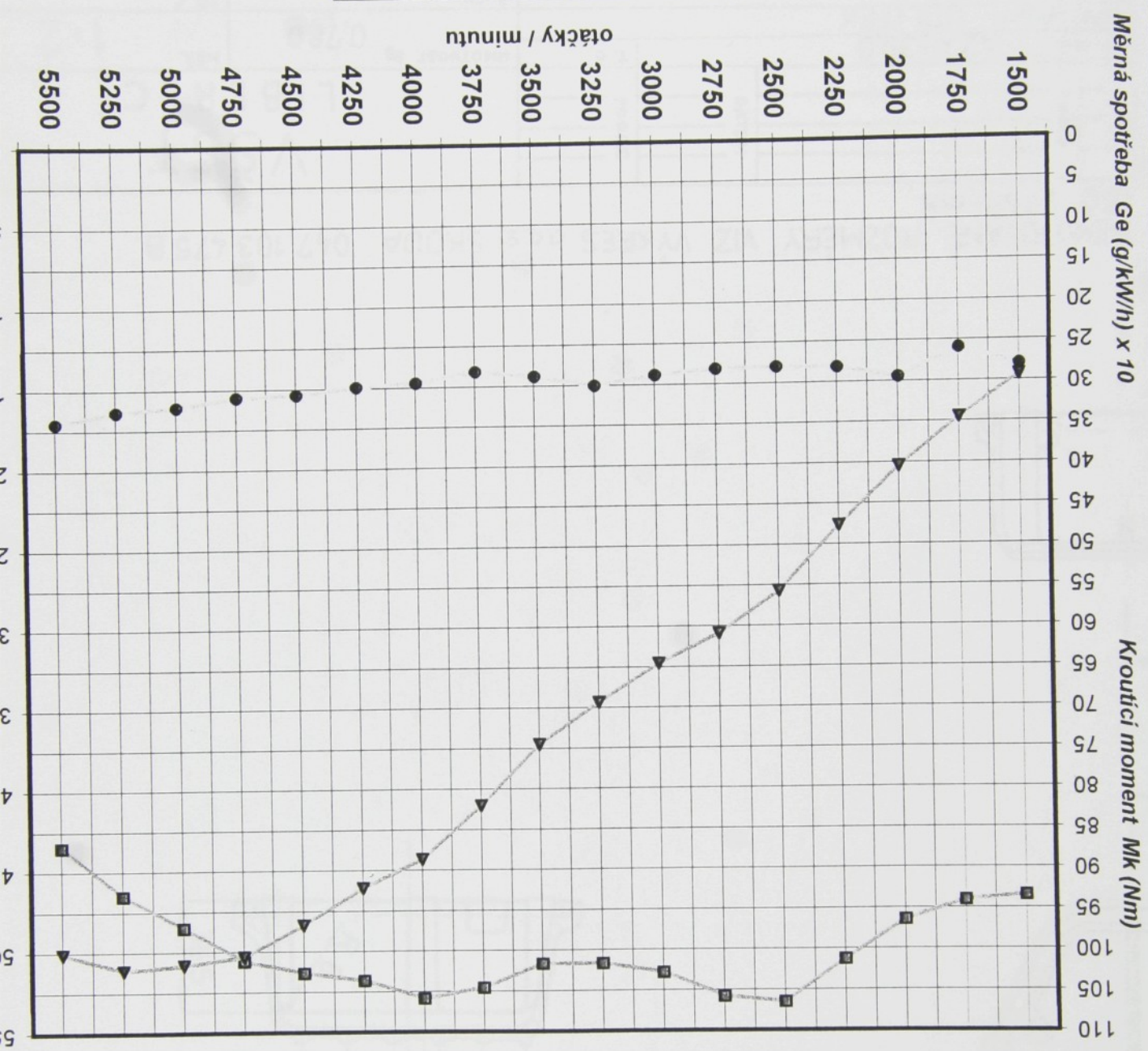


CHARAKTERISTIKA MOTORU ŠKODA 1,3 MPI 50kW

ot/min.	Mk (Nm)	Ge (g/kW/h)	P (kW)
1500	93.4	279	14.6
1750	94.0	259	17.2
2000	96.4	294	20.2
2250	101.2	281	23.8
2500	106.5	280	27.8
2750	105.8	281	30.4
3000	102.8	288	32.3
3250	101.6	300	34.6
3500	101.6	288	37.2
3750	104.5	281	41.0
4000	105.9	294	44.3
4250	103.6	298	46.1
4500	102.7	307	48.3
4750	101.1	310	50.3
5000	97.0	321	50.8
5250	93.0	327	51.1

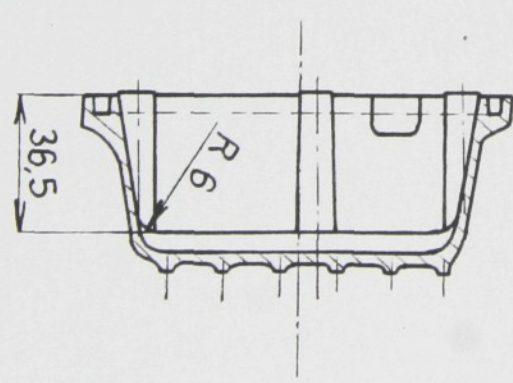
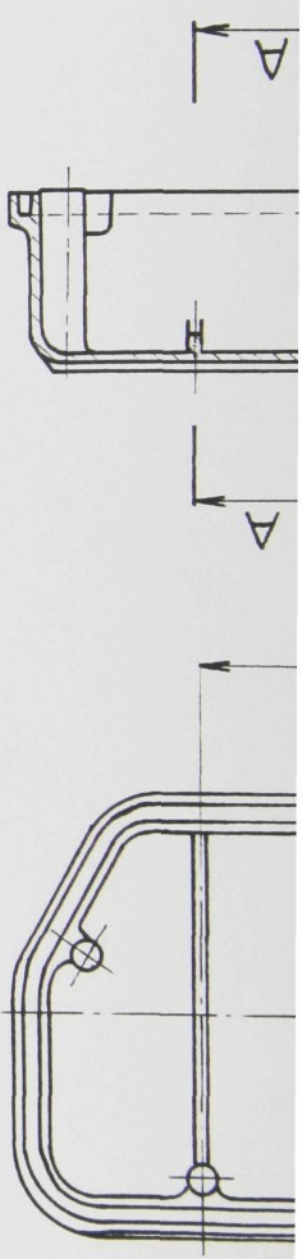
Měřicí přístroje : Vykonová brzda SF - 7100
Číslo motoru : 2 423 331
Kompresní poměr : 10.1 : 1
Teplota : 32.1 °C
Tlak vodních par : 1.69 kPa
Barometrický tlak : 99.34 kPa

CHARAKTERISTIKA MOTORU ŠKODA 1,3 MPI 50kW



Rídící jednotka : SIMOS 2 P 2POC115T
Výfuková soustava :
Nasávací soustava :
Norma : ISO - 1585
Poznámka : Záběh 20 . hodin KONTR.
Brzdil : ORENDAŠ Pavel
138 4

A (A



ŘEZ A-A

NEKOTOVANÉ ROZMĚRY VIZ VÝKRES a.s. ŠKODA 047 103 475 B
ISO 2768-mk

INDEX		ZMĚNA		DATUM		PODPIS		VŠST LIBEREC	
ZN. MAT.		42 4339.0		T. O.		HMOTNOST kg		0,780	
ROZM. - POLOH.		ODLITEK		C. SN.		TR. Č.		MĚK.	
POM. ZAŘ.		VYPR. FARNÍK PETR		NORM. REF. <i>Normik</i>		POZN.		C. KUSOVNÍKU	
PŘEZK.		30.5.1997		SCHVÁLIL		STARÝ V.		C. V.	
TECHNOL.									
NÁZEV		VÍKO HLAVY VÁLCOV		KSD-355-0.01					