

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Fakulta strojní



Ing. Pavel Němeček

IDENTIFIKACE ZDROJŮ HLUKU NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

Disertační práce

Liberec, duben 1993

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Pavel N Ě M E Č E K

IDENTIFIKACE ZDROJŮ HLUKU NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

disertační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146088156

Vědní obor : Konstrukce strojů a zařízení

23 - 17 - 9

Školitel : Doc. Ing. Oldřich Č E R V I N K A, CSc.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voxonětská 1328, Liberec 1
PSČ 461 17

Liberec, duben 1993

V292 S

110 S -
gh, tal.

OBSAH

PŘEDMLUVA	4
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK	6
1. ÚVOD	7
1.1. ZDROJE HLUKU NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU A HLEDISKA JEJICH HODNOCENÍ	7
2. SOUČASNÝ STAV V HODNOCENÍ ZDROJŮ HLUKU	11
2.1. MOTOR	11
2.2. PŘEVODOVKA + PŘEVODY	15
2.3. PNEUMATIKY	16
2.4. HLUK SACÍHO SYSTÉMU	17
2.5. HLUK VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU	18
2.6. HLUK BRZDOVÉHO SYSTÉMU	21
2.7. HLUK KLAksonů	22
2.8. HLUK ÚČELOVÝCH AGREGÁTŮ A NÁKLADU	22
3. IDENTIFIKACE ZDROJŮ HLUKU - POUŽÍVANÉ METODY	23
3.1. MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU	24
3.2. MĚŘENÍ INTENZITY ZVUKU	26
3.3. METODA STSF	34
3.4. DIGITÁLNÍ EDITOROVÁNÍ	38
3.5. OSTATNÍ METODY	41
4. ZJIŠTĚNÍ HLADIN HLUKU ZDROJŮ NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU Z AKCELERAČNÍCH ZKOUŠEK	42
4.1. POPIS METODY	43
4.2. STANOVENÍ HLADIN AKUSTICKÝCH TLAKŮ ZDROJŮ PŘI AKCELERAČNÍ ZKOUŠCE TAHAČE NÁVĚSŮ	55
4.2.1. AKUSTICKÝ MODEL VOZIDLA	57
4.2.2. NEZNÁMÉ PARAMETRY	63
4.2.3. VARIANTY KRYTÍ ZDROJŮ	63
4.2.4. POUŽITÁ TECHNIKA A PODMÍNKY MĚŘENÍ	64
4.2.5. ŘEŠENÍ I. SOUSTAVY ROVNIC	65
4.2.6. ŘEŠENÍ II. SOUSTAVY ROVNIC	70
4.2.7. KONEČNÉ VÝSLEDKY ŘEŠENÍ	73
4.2.8. ROZBOR VÝSLEDNÝCH HODNOT	74

5. MĚŘENÍ INTENZITY HLUKU	78
5.1. POUŽITÁ TECHNIKA A PODMÍNKY MĚŘENÍ	80
5.2. PRŮBĚH MĚŘENÍ	82
5.3. VÝSLEDKY MĚŘENÍ	82
5.4. ROZBOR VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ INTENZITY A AKUSTICKÉHO VÝKONU	89
6. VYBRANÉ ZBYTKOVÉ ZDROJE	91
6.1. HODNOCENÍ HLUČNOSTI PNEUMATIK	92
6.1.1. CHARAKTERISTIKY PRO HODNOCENÍ A VÝBĚR PNEUMATIK	92
6.1.2. METODIKA MĚŘENÍ	95
6.1.3. PRŮBĚH MĚŘENÍ	96
6.1.4. ZKOUMANÉ PNEUMATIKY	96
6.1.5. VÝSLEDKY VÝPOČTU SOUČINITELŮ	97
6.1.6. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	98
7. ZÁVĚR	102
7.1. VÝSLEDKY DISERTAČNÍ PRÁCE A NOVÉ POZNATKY	102
7.2. KONKRÉTNÍ ZÁVĚRY PRO UPLATNĚNÍ V PRAXI	103
LITERATURA	104
PŘÍLOHY	

PŘEDMLUVA

Hledáme-li v současné době odpověď na otázku, kde jsou příčiny nadměrného hluku, který člověka denně obklopuje a co je jeho zdrojem, dospějeme jednoznačně k závěru, že je to především výroba, vše co s ní souvisí a využívání produktů této výroby. Hluk je tedy vedlejší nežádoucí jev vědomé lidské činnosti a pouze asi z 10% je vytvářen přirozenými zdroji. Rostoucí objem dopravy, a to hlavně dopravy a manipulace s materiálem, provázený růstem přepravních vzdáleností a přepravních rychlostí, má za následek zvyšování hladiny hluku vyzářeného do okolí.

Současná neutěšená situace ve stavu našeho životního prostředí, spolu s vlivy na tělesné a duševní zdraví lidské populace a obecně zdraví celé přírody, by měly vést a v některých oblastech již vedou ke snižování povolených limitních hodnot hluku působícího na člověka. K tomuto procesu jistě napomůže i současný evropský sjednocovací proces, který z mnoha důvodů povede k sjednocení i norem pro měření a hodnocení hluku průmyslových výrobků, dopravních prostředků, obytných i pracovních prostor, technologických procesů atd. Pro nás tento vývoj bude znamenat značné zpřísnění stávajících zákonných opatření a navazujících předpisů. Zcela typickým příkladem je oblast vnějšího hluku motorových vozidel, kdy v letošním roce poklesne limitní hodnota pro osobní automobily na 74 dB(A) a pro nákladní automobily na 80 dB(A). Zejména pro nákladní automobily se jedná o prudké snížení limitní hodnoty, vezmeme-li v úvahu, že již doposud platná hranice 84 dB(A) byla pro výrobce nákladních automobilů značně problematická.

Všechny uvedené skutečnosti mají ten důsledek, že ve filosofii snižování hluku se těžiště zájmu posouvá neustále dále ve směru od přijímače (posluchače) ke zdroji hluku. Tradiční způsoby, jako jsou osobní ochranné prostředky, rozsáhlé použití krytů a protihlukových zástěn, musí být postupně nahrazeny, nebo alespoň doplněny snižováním hluku přímo ve zdrojích, pokud je to z konstrukčního nebo provozního hlediska možné. Poznání zdroje hluku podmiňuje cestu k jeho odstranění nebo snížení. Snížení akustické energie zdroje dovoluje vynaložit méně prostředků na protihluková opatření

sekundárního charakteru a tím šetří finanční prostředky, nezvyšuje hmotnost výrobku, zlepšuje pracovní a životní podmínky a tím zvyšuje konkurenceschopnost daného výrobku.

Tato práce se snaží přispět k prohloubení poznání vyzařování hluku nákladního automobilu, který představuje složitý systém jednotlivých zdrojů, podzdrojů, složitých vazeb a cest šíření. Práce je rozdělena do tří hlavních celků. V první části je z dostupných pramenů proveden stručný rozbor současného stavu poznatků a rozbor používaných experimentálních metod pro popis těchto zdrojů. Ve druhé části je na základě souboru měření provedeno matematické vyhodnocení zdrojů vnějšího hluku zjednodušeného modelu tahače LIAZ. Na základě získaných výsledků se třetí část práce zabývá podrobněji hlukem vybraného "zbytkového" zdroje, kterým jsou pneumatiky

Na tomto místě bych chtěl poděkovat svému školiteli docentu Ing. Oldřichu Červinkovi, CSc. za pomoc poskytovanou v průběhu řešení disertační práce, dále pracovníkům Vývoje vozidla státního podniku LIAZ v Mnichově Hradišti za zprostředkování a podporu experimentálních měření, pracovníkům firmy Brüel & Kjaer Československo s.r.o., kteří mi zapůjčili potřebnou měřicí techniku a rovněž děkuji všem spolupracovníkům, kteří mi byli nápomocní při řešení této práce.

Liberec, duben 1993

Pavel Němeček

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

- HAT - hladina akustického tlaku,
- HAU - hladina akustické rychlosti,
- HAI - hladina akustické intenzity,
- HAW - hladina akustického výkonu,
- HIE - Helmholtzova integrální rovnice pro homogenní vlnu,
- NAH - akustická holografie blízkého pole,
- RMS - efektivní hodnota,

- L - pneumatiky pro letní provoz,
- U - universální pneumatiky,
- Z - pneumatiky pro zimní provoz,
- TT - pneumatiky do těžkého terénu,

1. ÚVOD

Předkládaná disertační práce se zabývá problematikou hluku nákladního automobilu z hlediska jeho dílčích příčin, tedy příspěvku jednotlivých zdrojů k celkové hladině hluku naměřené při akcelerační zkoušce vnějšího hluku podle předpisu EHK č.51. Nákladní automobil je složitý systém velkého množství zdrojů hluku, které lze seskupit do větších celků a tyto celky zařadit podle předem zvolených kritérií do určitých skupin. Nákladní automobil je možné namodelovat jako systém jedenácti hlavních zdrojů hluku.

1.1. ZDROJE HLUKU NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU A HLEDISKA JEJICH HODNOCENÍ

1/ motor a jeho příslušenství	MP,
2/ převodovka	Pr,
3/ stálý převod + diferenciál + kolové redukce	SD,
4/ pneumatiky	P _n ,
5/ sací systém	S _s ,
6/ výfukový systém	V _s ,
7/ brzdový systém	B _s ,
8/ obtékání povrchu vozidla	OP,
9/ klaksony	K ₁ ,
10/ účelové agregáty	UA,
11/ náklad	N _k .

Těchto vytipovaných 11 zdrojů hluku tvoří složitý celek, který je nutno částečně zpřehlednit zavedením určitého systému hledisek, podle kterých se zdroje hluku seskupují. Těchto hledisek bylo vytipováno celkem 10 a jsou to :

1/



Energetické hledisko posuzuje zdroje hluku z pohledu vyzařované energie, která může být reprezentována celkovým akustickým výkonem, případně akustickou intenzitou nebo hladinou akustického tlaku vyzařovanou ve směru největšího šíření.

2/



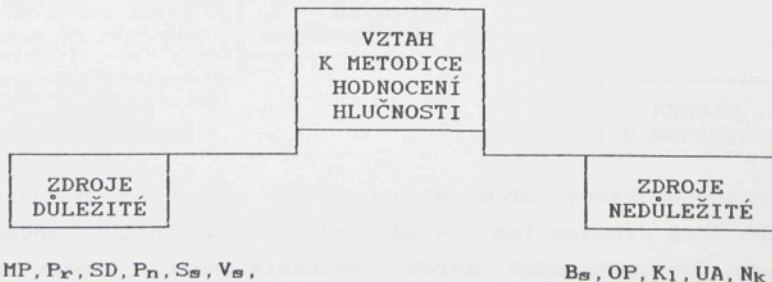
Z tohoto hlediska se mnoho zdrojů překrývá, hodně také záleží na vztahu zdroj - posluchač.

3/



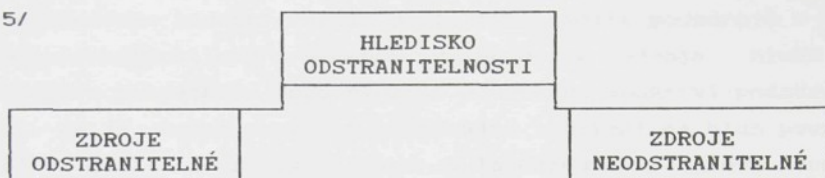
Toto hledisko vystihuje míru podílu vyzařování akustické energie na celkové době životnosti (činnosti) nákladního automobilu.

4/



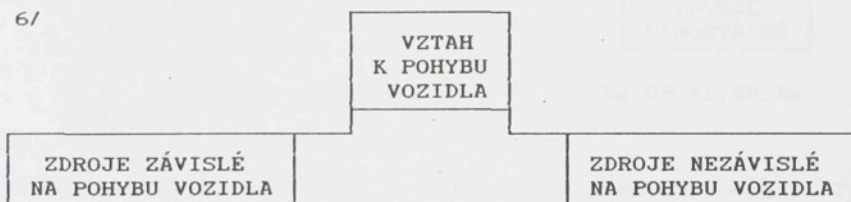
Toto hledisko postihuje možný podíl jednotlivých zdrojů na maximální hladině vnějšího hluku při měření dle platné metodiky EHK č. 51. Prakticky souvisí s hlediskem energetickým, směrem působení i s hlediskem časovým.

5/



Na vozidle se mohou nacházet zdroje, které je možné konstrukčními úpravami zcela odstranit, jedná se však pouze o podskupiny ke zdrojům, které byly výše vytipovány. Mohlo by se např. jednat o některé komponenty chladicího a brzdového systému.

6/

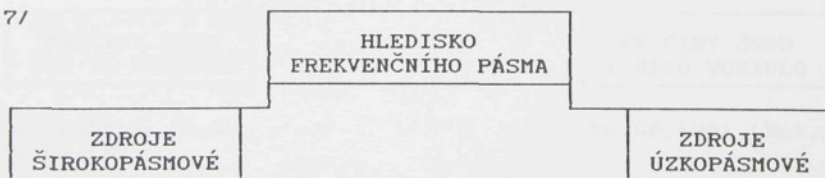


Pr, SD, Pn, Bs, OP,

MP, Pr, Ss, Vs, K1, UA, Nk.

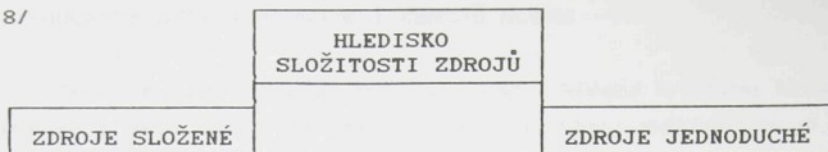
Toto hledisko hodnotí zdroje podle jejich závislosti na pohybu vozidla. Dotýká se především jízdního ústrojí. I vozidlo stojící na místě se spuštěným motorem je zdrojem hluku.

7/



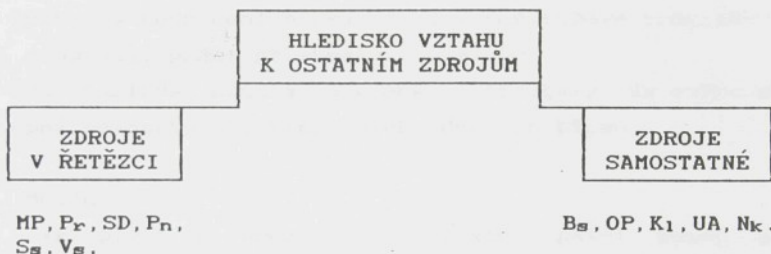
Většinu zdrojů hluku na vozidle je možno považovat za širokopásmovou. Jediný zdroj, který by se dal zařadit mezi úzkopásmové zdroje, jsou klaksony. Pojem úzkopásmových zdrojů má význam pouze při identifikaci dílčích podzdrojů.

8/



Toto hledisko hodnotí zdroje podle toho, kolik podzdrojů v sobě obsahují. Prakticky všechny vyjmenované zdroje hluku na nákladním automobilu jsou složené z velkého množství podzdrojů. Mezi ně je možné uvažovat i přeměnu kmitání na hluk povrchu určité části soustavy, které bylo způsobeno jiným zdrojem kmitání. Mezi zdroje jednoduché lze při určitém zjednodušení zařadit např. klaksony nebo brzdový systém.

9/



Určité skupiny zdrojů tvoří spolu řetězce přenosu energie. Tyto řetězce zprostředkovávají přenos vyzařování akustické energie, jsou navzájem korelovány a při jejich posuzování je nutné tuto skutečnost respektovat.

10/



Toto hledisko zkoumá vlivy působící na celkový hluk vozidla a jeho částí. Většina zdrojů má vztah pouze k provozu vozidla bez vlivu okolí. Hluk pneumatik je však závislý na povrchu vozovky, stejně tak aerodynamický hluk souvisí s povětrnostní situací.

2. SOUČASNÝ STAV V HODNOCENÍ ZDROJŮ HLUKU

Problematika výzkumu zdrojů, cest šíření a vlivu hluku na člověka a jeho okolí je představitelkou těch vědních oborů, kde přístrojová a měřicí technika udává krok vývoji. Teoretická základna, vycházející z nejobecnějších zákonitostí, pro svoji velkou obecnost, závislost na ideálních podmínkách, složitost a v mnoha případech praktickou nemožnost ověření správnosti výsledků poskytuje menší prostor pro výzkum hluku. Jen těsná spolupráce teoretické a experimentální stránky může vést k úspěšnému cíli. Této situace plně využívají nejznámější světoví výrobci měřicí techniky, kteří jsou nositeli vývoje jak nových postupů, tak i legislativy. Neoddělitelnou součástí prostředků pro výzkum a hodnocení hluku jsou i počítačové programy, které řídí a dopňují práci přístrojů i obsluhy.

Na základě studia uvedené literatury je možno shrnout dostupné poznatky o vytípaných zdrojích hluku.

2.1. MOTOR

Jak plyne z předchozího textu, patří motor a jeho příslušenství k hlavním, stálým, důležitým, širokopásmovým atd. zdrojům vnitřního i vnějšího hluku. Jeho nejdůležitějšími dílčími podzdroji jsou dle /54/ :

- a) hluk vyzářený přímo z povrchu motoru a jeho příslušenství,
- b) hluk vyzářený z konstrukce vozidla, kam se chvění motoru přenáší hlavně cestou úchytlů,
- c) hluk vyzářený převodovým ústrojím, kam se chvění motoru přenáší z výstupního hřídele resp. setrvačníku a obvykle také z bloku motoru do skříně převodovky,
- d) hluk sání a výfuku,
- e) hluk chladicího systému.

Dle /27/ se emise hluku z motoru dělí na přímou a nepřímou. Přímá emise, která nemá dominantní postavení v celkovém hluku motoru, je dána vyzařováním sacího a výfukového traktu a přídatných agregátů. Určující je především emise nepřímá, což je hluk vyzařovaný z povrchu motoru. Podle /27/ je možno takový hluk vyjádřit :

$$P = \rho \cdot c \cdot (v_{ef})^2 \cdot A \cdot \sigma \quad [W], \quad (2.1)$$

kde :	P -	vyzářený akustický výkon	[W],
	ρ -	hustota vzduchu	[kg/m ³],
	c -	rychlost zvuku ve vzduchu	[m/s],
	v_{ef} -	efektivní rychlost kmitání na povrchu motoru	[m/s],
	A -	plocha příslušné části motoru	[m ²],
	ζ -	vyzařovací činitel	[-].

Je zřejmé, že vztah (2.1) stanovuje vyzařovaný hluk pouze na základě vibrací povrchu motoru. V praxi se změří průměrná efektivní rychlost kmitání dílčích ploch motoru a celkový akustický výkon je potom dán součtem těchto dílčích výkonů. Dle tohoto vztahu si lze učinit představu o podílu jednotlivých částí motoru na celkovém hluku, jak to ukazuje tab. 2.1.

Tab. 2.1. Podíl jednotlivých částí na celkovém hluku motoru

KONSTRUKČNÍ ČÁST	INTENZITA ZVUKU [dB]	VNĚJŠÍ PLOCHA [m ²]	PODÍL [%]
Olejová vana	104,0	0,93	46,8
Víko rozvodové skříně	105,5	0,31	18,0
Kliková skříň	100,6	0,68	16,4
Blok válců	99,4	0,48	8,8
Kryty ventilů	98,0	0,52	8,8
Hlava válce	95,0	0,24	1,6

V jiné rovině je problém posuzován v /60/, kde je hluk motoru rozdělen na hluk mechanický a hluk spalování. Tyto dvě složky se od sebe oddělí měřením hluku při různých nastaveních předvstříku a následným výpočtem. Další možností je stanovit mechanický hluk při roztáčení motoru vnějším zdrojem bez dodávky paliva.

Mechanický hluk dle /54/ je určen především sekundárním příčným pohybem pístu ve válci, který se dělí na příčný posuv a klopení, rozvodovým mechanismem, vůlí v klikovém mechanismu, převodem k vačkovému hřídeli a pohonem příslušenství. Opět jiný rozbor zdrojů hluku předkládá /13/ pro naftový motor D-37M. Orientační údaje jsou uvedeny v tab. 2.2.

Tab. 2.2 Podíl hlavních zdrojů na mechanickém hluku motoru

ZDROJ	PODÍL [%]
Klepání pístu	50
Převod (ozubený)	20
Rázy v uložení	20
Příslušenství	10

Dle /28/ lze simulovat hluk motoru na základě měření v blízkém poli matematicky dle vztahu

$$L_m = L_o + K \cdot \log(R/R_o) + \alpha + C \quad [\text{dB(A)}], \quad (2.2)$$

kde :

- L_m - hladina hluku motoru
ve vzdálenosti R [dB(A)],
- L_o - hladina hluku v blízkém
poli pod olejovou vanou [dB(A)],
- K - koeficient úbytku hluku
se vzdáleností [dB(A)],
($K = -20,6$ experiment.)
- R - vzdálenost mezi olejovou
vanou a místem měření [m],
- R_o - vztažná hodnota 1m
- α - index směrovosti zvuku [dB(A)],
- C - index referenčního
útlumu hluku motoru [dB(A)].

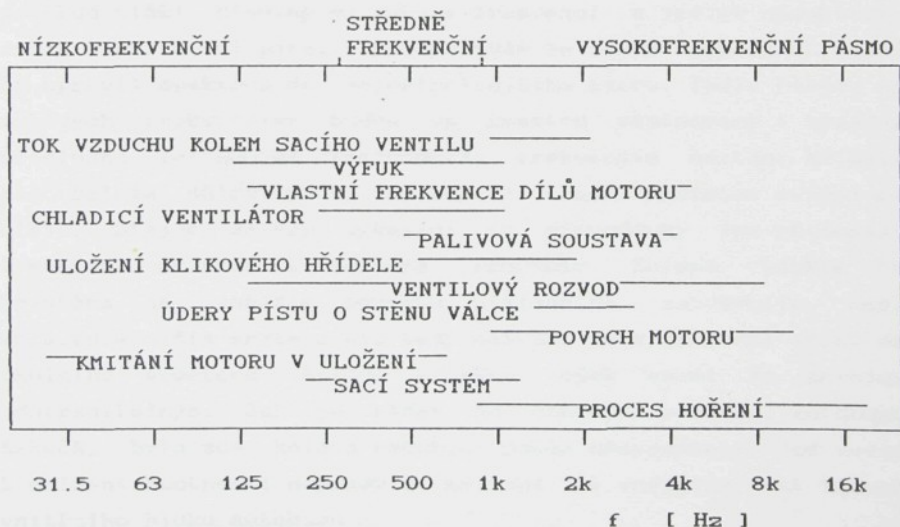
Tento vztah vychází z experimentálně zjištěných hodnot α a C . V blízkém poli pod olejovou vanou (ale i v jiných místech) je umístěn mikrofón a výpočtem se stanovuje hladina hluku, která by byla naměřena na měřicím místě.

Z příslušenství jsou nejdůležitějšími zdroji sací systém, výfukový systém, vstřikovací čerpadlo a chladič ventilátor. Podrobnější údaje o hluku sacího a výfukového systému lze najít např. v /13/. Metoda ke stanovení hluku vstřikovacího čerpadla je popsána např. v /46/. Specifickým problémem je hlučnost chladičového ventilátoru. Ten patří mezi odstranitelné zdroje v případě, že je uváděn do chodu jen na dobu nezbytně nutnou pro chlazení motoru a to pomocí vhodné elektromagnetické,

viskózní, pneumatické nebo jinak ovládané spojky. Touto problematikou se podrobněji zabývá např. /13/, /35/, /40/, /54/, /56/ nebo /57/. Chladicí ventilátor jako lopatkový stroj patří k velkým problémům hlukového výzkumu nákladních automobilů vzhledem k dynamickým dějům při obtékání lopatek vzduchem. Velký vliv na hlučnost mají rozměry, tvar lopatek, otáčky a použitý materiál ventilátoru, které jsou kompromisním řešením z hlediska účinnosti chladicího systému, jeho zástavby i hlučnosti.

Velmi důležitým faktorem při vyzařování hluku způsobeného motorem vozidla je také přenos vibrací motoru na rám a ostatní části vozidla. Frekvenční přenosová charakteristika, počet úložných bodů a především technické řešení, kvalita montáže a použité materiály mají značný vliv na vyzařování akustické energie viz. /5/.

Problematika hluku motoru je natolik rozsáhlá, že zde mohou být uvedeny jen některé základní skutečnosti. Podrobnější údaje poskytuje ještě např. /32/, /41/, /60/, /70/ nebo /77/. Hrubou orientaci ve frekvenčních pásmech jednotlivých dílčích zdrojů hluku motoru poskytuje /13/. Tyto údaje jsou zakresleny na obr.1.



Obr. 1. Frekvenční pásma dílčích zdrojů hluku motoru

2.2. PŘEVODOVKA + PŘEVODY

Převodovka je hlavní, stálý, širokopásmový atd. zdroj hluku nákladního automobilu. V současné době se používají převážně hřídelové stupňové převodovky s přímým řazením. Jak již bylo uvedeno výše, na hluku převodovky se vedle vlastních zdrojů podílí i přenos chvění z motoru. Tab. 3 ukazuje, jak se dle /30/ podílí jednotlivé dílčí zdroje na celkovém hluku převodovky.

Tab. 3. Podíl dílčích zdrojů na celkovém hluku převodovky

DÍLČÍ ZDROJ	PODÍL [%]
záběr ozubených kol	47 - 54
vibrace motoru	28 - 34
změny točivého momentu	12 - 20
otáčky	6

Jak vyplývá z výzkumů britské firmy RICARDO má na hluk převodovky velký vliv kvalita opracování pracovních ploch boků zubů. Zatímco při ideálně obrobených pracovních plochách má spektrum záběru ozubení ostré špičky na zubové frekvenci a jejich násobcích, při běžně obrobených plochách má spektrum poněkud nižší hladiny na zubové frekvenci a jejich násobcích, avšak širší boční pásma. Doporučován je jistý kompromis, který by upravil spektrum do nejpříznivějšího tvaru. Vedle hladin na zubových frekvencích budou ve spektru zastoupeny i hladiny příslušné ložiskovým frekvencím, frekvencím kmitání hřídelí atd. Dalším důležitým vlivem bude i jakost, množství a teplota oleje. Stejně závěry týkající se převodovky lze přisoudit i stálému převodu a kolovým redukcím. Kolová redukce je umístěna na vnějším povrchu nákladního automobilu, není zpravidla ničím kryta a nic tedy nebrání ve vyzařování hluku do okolního prostoru. Kolové redukce však patří ke zdrojům odstranitelným. Jak je vidět na současné produkci autobusů KAROSA, byla zde kolová redukce zcela odstraněna, což vedlo k snížení hmotnosti nápravy a snížení jak vnějšího, tak hlavně vnitřního hluku autobusu.

Dalším významným zdrojem hluku převodů jsou také nesprávné tolerance v přesnosti výroby skříně a hřídelí. Totéž platí i pro spojovací hřídel.

Pro posouzení hluku převodovky by mohl být použit podobný vztah jako je (2.1) např. ve tvaru :

$$P = Q \cdot c \cdot \sum_{j=1}^n (v_{ef,j})^2 \cdot A_i \cdot G_1 \quad [W], \quad (2.3)$$

kde i značí počet dílčích ploch na převodovce. Význam ostatních symbolů je totožný se vztahem (2.1). Z tohoto vztahu je zřejmé, že hlavní podíl na hluku převodovky budou mít budící síly, které vyvolávají vibrace na povrchu převodovky. Vyzařovací činitel může být ovlivněn zejména žebrováním a vhodným tvarem povrchu převodovky.

2.3. PNEUMATIKY

Hluk pneumatik je úzce spjat s kvalitou povrchu vozovky, jinak se pneumatika chová na asfaltovém povrchu, jinak na betonovém a zcela jinak na nepevněném povrchu. Dle /28/ se dá hluk pneumatik v místě měření spočítat podle vztahu :

$$L_T = 10 \cdot \log \left(\sum_{j=1}^n 10^{L_{OT} + K \cdot \log(R/R_0) / 10} \right) \quad [dB(A)], \quad (2.4)$$

kde : L_T - hladina hluku pneumatik
v místě měření $[dB(A)]$,
 L_{OT} - je hladina hluku pneumatiky
v blízkém poli ve vzdálenosti R_0 $[dB(A)]$,
 n - je počet pneumatik $[-]$.

Význam ostatních symbolů je totožný se vztahem (2.2).

Ze vztahu je patrné, že je nutné měřit hluk v blízkém poli pneumatiky ve vzdálenosti R_0 . Vztah pouze přepočítává tento hluk do místa měření.

V /29/ je zkoumán vliv vzorku pneumatiky na vnější hluk nákladního automobilu. Vychází se přitom z metodiky měření dle EHK 51. Na totožné vozidlo byly montovány postupně sady pneumatik s různými deséný a vozidlo se pohybovalo po různých plochách povrchu. Vozidlo vjíždělo do zkušebního úseku různou

nájezdovou rychlostí, těsně před vjezdem do úseku byl vypnut motor a vozidlo jelo dál pouze setrvačností. Zvukoměrem byla potom zaznamenávána maximální hladina hluku. Z těchto hodnot bylo potom usuzováno na hluk určité pneumatiky na určitém povrchu. Tato práce je poměrně rozsáhlá a postihuje i další vlivy jako je tlak vzduchu v pneumatikách, orientace segmentů vzorku atd. Velmi zajímavý je výsledek porovnání různých povrchů vozovky jak to ukazuje tab.4.

Tab.4. Vliv povrchu vozovky
na vnější hluk nákladního automobilu

POVRCH	ZMĚNA HLUKU OPROTI ASFALTOVÉ VOZOVCE dB(A)
dlažba	+ 6 až + 8
beton - příčný tah	+ 2 až + 4
beton - podélný tah	0 až + 1
drenážní asfalt	- 4 až - 2

2.4. HLUK SACÍHO SYSTÉMU

Sací systém je sice součástí motoru, ale pro jeho specifické hlukové vlastnosti je třeba ho posuzovat odděleně. Vlastnosti sacího systému jsou jiné u zážehového motoru, kde je častým prvkem systému karburátor a jiné u vznětového motoru, kde slouží sací systém pouze jako přívod vzduchu do spalovacího prostoru. Rozdíl je také mezi atmosferickými a přeplňovanými motory, protože turbodmychadlo významně ovlivňuje akustické poměry v sacím i výfukovém systému. Vyzařovanou akustickou energii lze přisuzovat dvěma hlavním podzdrojům :

- 1) vstup sacího systému,
- 2) plášť sacího systému.

Dle /60/ může celková hlučnost sání vznětového přeplňovaného motoru při plném zatížení dosáhnout až 100 dB(A) (měřeno ve vzdálenosti 7,5 m). Turbodmychadlo potlačuje nižší frekvenční složky, které souvisejí s činností ventilů, ale zvýrazňuje vyšší frekvenční složky, které souvisejí s procesy v oběžném kole dmychadla a s jeho vysokými otáčkami. Práce /13/ se podrobně zabývá hlukem sání atmosferických motorů. Jako hlavní příčiny zvýšeného hluku sacího systému jsou zde označeny děje

v okamžiku otevření sacího ventilu, kdy sací potrubí slouží jako zvukovod akustické energie vzniklé ve válci a prouděním plynu sacím kanálem. Další příčinou je tření plynu o stěny sacího traktu a vyzáření akustické energie z povrchu sacího systému, jako důsledku vlastních vibrací a vibrací přenesených z motoru či jiných částí vozidla.

K tlumení sacího systému se používá tlumiče, který je téměř vždy kombinován se vzduchovým filtrem. Komora tlumiče působí jako rezonátor, který tlumí frekvenční složky přesahující $\sqrt{2}$ násobek rezonanční frekvence závislé na rozměrech tlumiče.

2.5. HLUK VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

Hluk výfukového systému lze podle [31] rozdělit na čtyři hlavní podzdroje :

- 1) hluk výfukových plynů ve vyústění výfukového systému :
 - a) netlumený výfukový hluk,
 - b) hluk generovaný tlumičem,
 - c) tryskový hluk,
- 2) hluk způsobený pláštěm výfukového systému :
 - a) pláštěm tlumiče,
 - b) pláštěm přímých částí potrubí,
- 3) hluk způsobený koleny výfukového systému,
- 4) hluk způsobený netěsnostmi v sacím systému.

Netlumený výfukový hluk je podmíněn použitým tlumičem výfuku. Ten musí splňovat mnohdy protichůdné požadavky na velikost vložného útlumu, na dovolenou maximální tlakovou ztrátu, na maximální možné vnější rozměry, způsob upevnění atd. Generovaný hluk tlumiče je funkcí průtočného množství výfukových plynů a také vnitřní struktury tlumiče. Tryskový hluk je závislý na rychlosti proudění výfukových plynů systémem, do rychlosti 100 m/s nemá prakticky vliv, ale po překročení rychlosti 240 m/s již tvoří dominantní složku.

Hluk způsobený pláštěm tlumiče je způsobený pulsacemi uvnitř tlumiče vyzářenými na povrch a též vibracemi přenesenými na tlumič z motoru nebo jiných částí vozidla. Vlastní frekvence běžných tlumičů se nacházejí v rozmezí 1 kHz až 3 kHz, což je nepříznivé vzhledem k charakteristice váhového filtru A.

Netěsnosti výfukového systému patří mezi odstranitelné

zdroje a jsou zcela závislé na kvalitě montáže výfukového systému a jeho údržbě.

Aby vozidlo splňovalo limit vnějšího hluku 80 dB(A), musí být maximální hladiny hluku jednotlivých podzdrojů maximálně na hodnotách, které ukazuje tab.5.

Dle /54/ je hluk výfukového systému dán především přenosem vibrací z motoru na plášť systému. Omezením tohoto přenosu by se dala snížit hlučnost systému o 3,5 až 8,5 dB(A). U přeplňovaných motorů je hluk výfuku celkově nižší, ale je zde superponována vysokofrekvenční složka daná ději v turbíně turbodmychadla.

Tab.5. Maximální limity hluku podzdrojů výfukového systému

DÍLČÍ PODZDROJ	MAXIMÁLNÍ HLADINA dB(A)
hluk plynů ve vyústění	61
hluk za tlumičem	59
hluk generovaný tlumičem	57
tryskový hluk	< 51
hluk pláště tlumiče	59
hluk kolen a potrubí	59
hluk netěsností systému	< 55
CELKOVÁ HLUČNOST	65

Dle /30/ se hluk výfuku skládá ze dvou složek :

- 1) hluk výfukových plynů,
- 2) povrchový hluk výfukového systému.

Měřením intenzity hluku bylo zjištěno, že povrchový hluk má mnohem vyšší podíl na celkovém hluku než hluk plynů. Dle /28/ se hluk výfukových plynů skládá ze složky pulsační a tryskové. Složka pulsační má zdroj ve středu výstupu se střední frekvencí 500 Hz. Trysková složka má centrum ve vzdálenosti 2,5 dv (dv je průměr výfukového potrubí na výstupu) ve směru výfukových plynů a její dominantní frekvenční pásmo je nad frekvencí 500 Hz. V roce 1974 odvodil Piercy a Embleton na základě Weyl-Vander-Polovy rovnice vztah pro hladinu hluku výfukových plynů, který respektuje ohyb a odraz vln mezi zdrojem a místem měření :

$$P_P/P_{P0} = \sum_{i=0}^n (C_i/R_i) \cdot \exp(i \cdot k \cdot R_i') , \quad (2.5)$$

kde :	P_P	- akustický tlak v místě příjmu	[Pa],
	P_{P0}	- referenční akustický tlak (akustický tlak vlivem přímé vlny ve vzdálenosti 1m od zdroje)	[Pa],
	R	- vzdálenost mezi zdrojem nebo imaginárním zdrojem vlivem odrazu a místem příjmu	[m],
	R'	- délka dráhy ohnuté vlny	[m],
	C	- koeficient útlumu způsobeného difrakcí (při použití rovnice Maekawa)	[-],
	k	- vlnové číslo ($2 \cdot \pi / \lambda$)	[1/m],
	n	- počet odrazů	[-].

Na základě (2.5) se hluk výfukových plynů v místě měření předávaného hluku vypočítá :

$$LEXH = L_0 + K \cdot \log(R/r_0) + \alpha_{0EXH} + C \text{ [dB(A)]}, \quad (2.6)$$

kde :

$LEXH$	- hladina hluku výfuku v místě předávaného hluku	[dB(A)],
L_0	= $L_{0EXM} + \alpha_{0EXH} + 20 \log(1/r_1)$	[dB(A)],
L_{0EXM}	- hladina hluku výfukových plynů v místě předávaného hluku	[dB(A)],
L_0	- referenční hladina hluku výfuku (referenční hladina hluku způsobená přímou vlnou ve vzdálenosti 1m od zdroje)	[dB(A)],
L_{0EXH}	- hladina hluku výfuku ve vzdálenosti 0,5m pod úhlem 45° od osy proudu výfukových plynů	[dB(A)],
α_{0EXH}	- index směrovosti hluku výfuku	[dB(A)],
r_0	- vzdálenost mezi místem měření hluku výfuku a zdrojem	[m].

Tyto vztahy se aplikují postupně na každé frekvenční oktávové pásmo, čímž se získá spektrum hluku výfuku.

Dále je podle /28/ zdrojem hluku vyzařování z povrchu výfukového systému. Elementární podzdroje jsou rozloženy spojitě po celém povrchu a intenzita se mění na každé jeho části. Tyto podzdroje lze tedy považovat za soubor rovinných zdrojů po celém povrchu a předpokládá se, že centrum těchto zdrojů je uprostřed elementárních ploch. Hladina akustického výkonu jednotlivého zdroje se stanoví :

$$L_{W1} = L_{I1} + 10 \cdot \log(S_1) \quad [\text{dB(A)}], \quad (2.7)$$

kde : L_{W1} - hladina akustického výkonu
 i-tého elementárního zdroje $[\text{dB(A)}]$,
 L_{I1} - hladina intenzity hluku $[\text{dB(A)}]$,
 S_1 - elementární plocha, na kterou byla
 vztažena hladina intenzity hluku L_{I1} $[\text{m}^2]$.

Šíření hluku z povrchu výfuku do prostoru je ovlivněno odrazy od povrchu vozidla a vozovky, stejně jako je tomu u hluku výfukových plynů. Hladina se tudíž vypočítá stejně podle rovnice (2.5).

2.6. HLUK BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Hlučnost brzdového systému není v žádném z uvedených pramenů speciálně popsána. Vzhledem k tomu, že hlukové projevy brzdových soustav jsou zejména v obydlených oblastech nepříjemné, je nutné je brát v úvahu. U nákladních automobilů se používají tlakovzdušné brzdy, u kterých k dílčím podzdrojům patří zejména :

- 1) kompresor,
- 2) vyrovnávací ventil,
- 3) odpouštěcí ventil ruční brzdy,
- 4) kontakt brzdového obložení s brzdovým bubnem (případně kotoučem).

Vyrovnávací ventil a odpouštěcí ventil patří ke zdrojům konstrukčně odstranitelným. Hluk plynoucí z kontaktu obložení a bubnu plyne z nelineární vazby této dynamické soustavy. Odstranění této vazby souvisí zejména s použitým materiálem obložení. Největším problémem takto vzniklé akustické energie je to, že je soustředěna v nejméně příznivém frekvenčním pásmu 1 kHz až 4 kHz.

2.7. HLUK KLAKSONŮ

V celé složité soustavě zdrojů hluku mají klaksony specifické místo vzhledem k tomu, že na rozdíl od všech ostatních zdrojů jsou zdroji záměrnými, neboť slouží jako bezpečnostní výstražný prvek. Avšak vzhledem k tomu, že svým dosahem působí i na osoby v širokém okolí a že jsou používány i v případech, kdy to není bezprostředně nutné, je potřebné je zařadit mezi zdroje hluku. Jejich akustické účinky jsou přesně vymezeny předpisem EHK č.51.

2.8. HLUK ÚČELOVÝCH AGREGÁTŮ A NÁKLADU

Hluk účelových agregátů (hydraulická ruka, chladicí zařízení mrazicích skříní, míchačka betonové směsi atd.) a nákladu vyplývá především z jejich konstrukce a určení, ze způsobu krytí a umístění na vozidle. Většinou se jedná o zdroje krátkodobé a není účelem této práce se jimi podrobněji zabývat.

Množství poznatků o jednotlivých zdrojích hluku nákladního automobilu je mnohem širší, vzhledem k rozsahu a cílům této práce však není možné tyto kapitoly dále rozvádět.

3. IDENTIFIKACE ZDROJŮ HLUKU - POUŽÍVANÉ METODY

Při identifikaci zdrojů hluku se u složitých soustav dá postupovat obecně třemi způsoby :

- 1) způsobem matematickým, kdy se na základě dostupných informací a za použití dostupných matematických postupů vypočítají příslušné akustické výkony dílčích zdrojů. Tato metoda se uplatní zejména ve stádiu vývoje a má tu hlavní výhodu, že nepotřebuje fungující vzorek konečného výrobku. Hlavní nevýhodou je to, že matematické metody, které jsou v současnosti k dispozici, nemají dostatečnou přesnost a jsou značně obtížné, zejména s ohledem k okrajovým podmínkám, vstupním hodnotám atd.
- 2) způsobem destruktivním, kdy se jednotlivé dílčí zdroje mechanicky oddělí (pokud je to možné), čímž se složitý systém převede na množství jednotlivých podsystémů, které se pak experimentálně zkoumají a měří. Mezi výhody patří vyšší přesnost, k hlavním nevýhodám patří zejména potřeba hotového výrobku, vyšší nároky na použitou měřicí techniku a především nemožnost zkoumat jednotlivé podsystémy ve vazbě s podsystémy navazujícími.
- 3) způsobem nedestruktivním, kdy se jednotlivé podzdroje zkoumají přímo v daném systému, čímž není narušena jejich vzájemná vazba. V tomto případě je však problematické, vzhledem k mechanickým, prostorovým i jiným vazbám, tyto zdroje hlukově oddělit. Hlavní výhodou tohoto způsobu je však získání výsledků, které se nejvíce blíží chování soustavy zdrojů v reálných podmínkách.

U těchto třech způsobů se v současné době používají zejména tyto metody identifikace zdrojů hluku :

- 1) měření hladiny akustického tlaku,
- 2) měření intenzity hluku a akustického výkonu,
- 3) metoda STSF,
- 4) digitální editorování,
- 5) korelační analýza atd.

3.1. MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU

Dle /19/ je akustický tlak střídavý tlak superponovaný barometrickému tlaku při šíření zvuku a vyjadřuje tak odchylky od klidové hodnoty barometrického tlaku. Akustický tlak je skalár. V praxi se udává vždy efektivní hodnota akustického tlaku pokud není výslovně uvedeno jinak.

Akustický tlak patří k základním akustickým veličinám. Moderní měřicí přístroje jsou schopny vedle efektivní hodnoty indikovat ještě velké množství dalších, převážně hygienických veličin, které však většinou závisí na efektivní hodnotě. K výhodám měření akustického tlaku patří především :

- 1) jednoduchost měření,
- 2) tato měření jsou v současné době nejrozšířenější,
- 3) snímač akustického tlaku (mikrofon) je - jednoduchý,
- stabilní,
- spolehlivý,
- 4) měření akustického tlaku se opírá o propracované postupy, normy a předpisy,
- 5) z měření akustického tlaku vycházejí mnohé metody používané při akustických měřeních (měření intenzity zvuku, RASTI metoda srozumitelnosti řeči, metoda STSF atd.).

K nevýhodám patří především to, že :

- 1) akustický tlak je skalární veličina,
- 2) akustický tlak nedává informaci o energii zdroje, je důsledkem vyzářeného akustického výkonu /88/,
- 3) akustický tlak je tlak v daném místě prostoru, kde je měřen a nelze jej tedy obecně vztahovat na určitý zdroj.

Vzhledem k platnosti Weberova-Fechnerova zákona pro psychofyzické děje, podle něhož počitek vzroste vždy o stejný přírůstek, jestliže popud, který vjem způsobuje, vzroste ve stejném poměru se akustický tlak neudává v základních jednotkách Pascalech, ale hladinově v decibelech. Tato nová veličina - hladina akustického tlaku (dále jen HAT) je ve volném zvukovém poli v jednoznačném vztahu k ostatním základním akustickým veličinám. V tomto případě platí, že HAT je rovna hladině akustické rychlosti (HAR), hladině akustické intenzity (HAI) a tedy i hladině akustického výkonu (HAW) prošlého jednotkou plochy.

Platí :

$$L_P = L_U = L_I = L_W \quad (3.1)$$

Podmínky volného pole jsou však přesně dané a v reálném prostředí téměř nedosažitelné. V základní literatuře (např. /3/, /7/, /15/, /17/, /19/, /25/) se udává, že ve skutečných podmínkách v určité vzdálenosti od zdroje jsou dodrženy podmínky volného zvukového pole, které je charakterizováno poklesem HAT o 6 dB s každým zdvojnásobením vzdálenosti od zdroje. V této oblasti je možné s dostatečnou přesností aplikovat vztahy platící pro volné pole, takže pro akustickou intenzitu (její absolutní hodnotu) platí :

$$I = \frac{(P_{ef})^2}{\rho \cdot c} \quad [W/m^2], \quad (3.2)$$

kde : I - intenzita zvuku $[W/m^2]$,
 P_{ef} - efektivní hodnota akustického tlaku $[Pa]$,
 ρ - hustota vzduchu $[kg/m^3]$,
 c - rychlost zvuku ve vzduchu $[m/s]$.

Tato metoda není však příliš efektivní, neboť úspěšné vyhledání místa v prostoru, které se chová jako volné pole je značně obtížné, neboť tato plocha je ovlivněna vlastnostmi a velikostí zdroje a akustického prostoru.

K identifikaci zdrojů hluku složitých soustav, jako je i nákladní automobil, lze měření akustického tlaku použít jen jako základ k výpočtu akustického výkonu při měření v laboratorních podmínkách. V /46/ je např. popsán způsob měření, kdy byl motor uzavřen do krytu z olověného plechu a postupně byly odkrývány pouze dílčí zdroje a byl měřen akustický tlak v blízkosti těchto zdrojů.

Měření akustického tlaku se tedy provádí převážně v případech určených normou, kdy jsou dodrženy dané podmínky a výsledky se tudíž dají srovnávat. Nejvýznamější je měření HAT v oblasti hygieny, neboť se opírá o velmi podrobně propracované předpisy a postupy.

Vzhledem k výše uvedeným skutečnostem je zřejmé, že měření

HAT není vhodným nástrojem pro nedestruktivní měření akustických systémů. Jeho pomocí nelze ani jednoduše určit vyzařovaný akustický výkon nebo směr toku akustické energie.

3.2. MĚŘENÍ INTENZITY ZVUKU

Intenzita zvuku je vektorová veličina, která nás přímo informuje o velikosti a směru šíření akustické energie. Je dána obecným vztahem :

$$I = p \cdot u \quad [W/m^2], \quad (3.3)$$

kde : I - okamžitá intenzita zvuku $[W/m^2]$,
 p - okamžitý akustický tlak v daném bodě $[Pa]$,
 u - okamžitá akustická rychlost v daném bodě $[m/s]$.

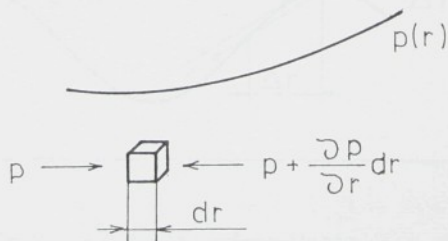
V praxi se stanovuje střední hodnota intenzity :

$$I = \overline{p \cdot u} \quad [W/m^2]. \quad (3.4)$$

Protože akustický tlak i akustická rychlost jsou harmonické veličiny, lze je nahradit fázory a potom platí :

$$\hat{I} = \hat{p} \cdot \hat{u} \quad [W/m^2], \quad (3.5)$$

Celý problém měření intenzity zvuku tkví v tom, současně měřit akustický tlak a akustickou rychlost. Jak již bylo výše uvedeno, byla pro měření intenzity zvuku vyvinuta aparatura, která vychází z měření pouze akustického tlaku. Při řešení tohoto problému se vychází z rovnováhy elementu vzduchu v prostoru, kterým se šíří akustická vlna,



kde r značí odlehlost,

zde platí : $F = p \cdot dr \cdot dr - (p + \frac{\partial p}{\partial r} dr) \cdot dr \cdot dr$ [N],

kde F je síla působící na element vzduchu.

Dle II. Newtonova zákona platí :

$$F = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad [\text{N}],$$

dále lze psát : $(dr)^3 = dV$,

kde dV je objem elementu vzduchu.

Potom : $\frac{dV}{m} = \frac{1}{\rho}$,

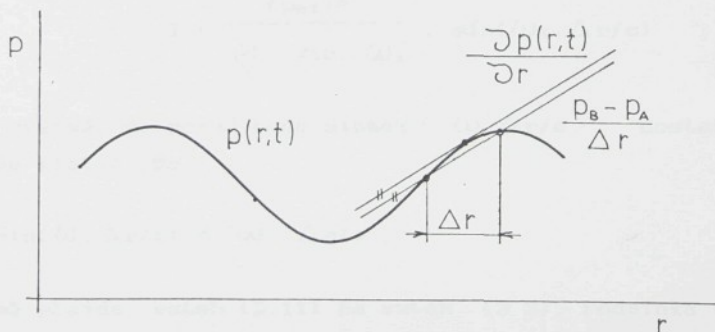
$$- \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \frac{1}{\rho} = \frac{du}{dt},$$

z toho plyne pro akustickou rychlost vztah :

$$u = - \frac{1}{\rho} \cdot \int \frac{\partial p}{\partial r} dt, \quad (3.6)$$

a pro intenzitu zvuku platí :

$$I = p \cdot u = - p(r, t) \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \int \frac{\partial p}{\partial r} dt. \quad (3.7)$$



Obr.2. Řešení problému intenzity zvuku

Ze vztahu (3.7) je nyní zřejmé, že intenzita zvuku závisí pouze na akustickém tlaku p . Tento vztah je však ještě pro praktickou aplikaci nepoužitelný.

Jak je zřejmé z obr.2 je možné zjednodušit :

$$\frac{\partial p(r, t)}{\partial r} \approx \frac{p_B - p_A}{\Delta r} , \quad (3.8)$$

kde :

$$p(r, t) = \frac{p_B + p_A}{2} ,$$

což vede k zjednodušenému vztahu pro intenzitu zvuku, který lze prakticky využít :

$$I = - \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot \Delta r} \cdot (p_A + p_B) \cdot \int (p_B - p_A) dt , \quad (3.9)$$

Pokud se bude předpokládat akustický signál ve tvaru :

$$\sum_{i=1}^{\omega} p_i \cdot \cos[\omega_i(t - r_i/c)] , \quad (3.10)$$

lze pro i -tý signál napsat po dosazení (3.10) do vztahu (3.7) :

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

který souhlasí se vztahem (3.2). Po dosazení (3.10) do (3.9) platí :

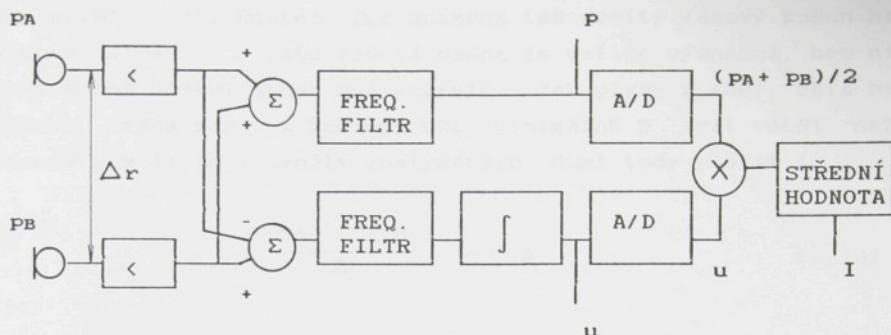
$$I = \frac{(p_{ef})^2}{\rho \cdot \Delta r \cdot \omega_i} \cdot \sin(\omega_i \cdot \Delta r / c) \quad (3.11)$$

Je zřejmé, že pokud bude zlomek : $\omega \cdot \Delta r / c$ dostatečně malý, bude platit ,že :

$$\sin(\omega \cdot \Delta r / c) \approx \omega \cdot \Delta r / c , \quad (3.12)$$

čímž přejde vztah (3.11) na vztah (3.2). Podmínka (3.12) bude platit pokud bude součin $\omega \cdot \Delta r$ vždy dostatečně malý, což znamená, že s rostoucí úhlovou frekvencí ω musí klesat rozteč Δr .

Na základě uvedených vztahů je možné sestavit jednoduché blokové schéma přístroje pro měření intenzity zvuku.



Obr.3. Blokové schéma přístroje pro měření intenzity zvuku

Jak plyne z obr.2 a vztahu (3.11), je velmi důležité, v jakém vztahu jsou k sobě Δr a λ resp. ω . Je zřejmé, že vždy musí být dodržena podmínka (3.8). Dle /88/ má být při chybě menší než 1 dB :

$$\lambda \geq 6 \cdot \Delta r \quad (3.13)$$

Tím je prakticky omezen frekvenční rozsah měření. V aparatuře Brüel & Kjaer pro měření intenzity zvuku se používají tři velikosti distančních válečků : 6, 12 a 50 mm, které se vkládají mezi mikrofony v sondě a vymezují tak vzdálenost Δr .

Tab.6. Horní frekvenční omezení při měření intenzity zvuku pro používané distanční válečky

Δr [mm]	horní frekvenční hranice
50	1,25 kHz
12	5 kHz
6	10 kHz

Analyzátor intenzity zvuku je dvoukanálový systém, je tedy zřejmé, že mezi oběma kanály bude vlivem nedokonalosti součástek určitý fázový rozdíl (firma Brüel & Kjaer zaručuje maximálně $0,3^\circ$). Rozteč Δr znamená též určitý fázový posun na vlnové délce λ , tato fázová změna je velice významná, bez ní není možné měření akustické energie. Jak plyne z /88/, měla by fázová změna mezi mikrofony být minimálně 5 krát větší než fázový rozdíl mezi kanály analyzátoru. Musí tedy platit :

$$\frac{360 \cdot \Delta r}{\lambda} \geq 5 \cdot \Phi, \quad (3.14)$$

kde Φ je fázový rozdíl mezi kanály analyzátoru. Pokud se položí $\Phi = 0,3^\circ$, vyplývá pro nízkofrekvenční omezení rozsahu měření viz /88/ :

Tab.7. Dolní frekvenční omezení při měření intenzity zvuku pro používané distanční válečky

Δr [mm]	dolní frekvenční hranice
50	63 Hz
12	125 Hz
6	250 Hz

Tab. 6 a Tab. 7 dávají frekvenční rozsahy měření pro jednotlivé rozměry distančních válečků, pro které platí vztah :

$$\frac{5 \cdot \lambda \cdot \Phi}{360} \leq \Delta r \leq \frac{\lambda}{6}, \quad (3.15)$$

pro $\Phi = 0,3^\circ$ platí :

$$\frac{\lambda}{240} \leq \Delta r \leq \frac{\lambda}{6}, \quad (3.16)$$

Vzájemný vztah mezi akustickým tlakem, akustickou rychlostí a intezitou hluku je ve volném poli jednoznačně daný vztahem (3.1). Tento fakt je určen velikostí vztažných hodnot. Vzhledem

k tomu, že vztažné hodnoty mají konečnou přesnost platí pro L_P a L_I za normálních podmínek (1013 hPa/ 20°C) :

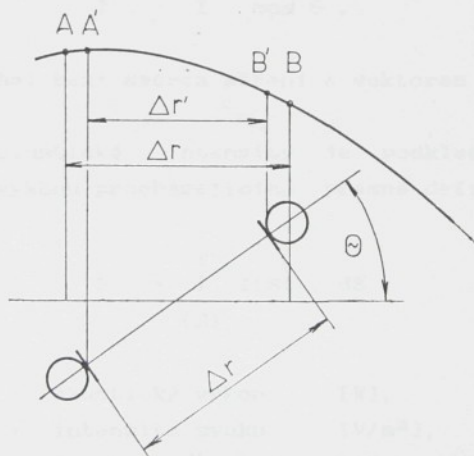
$$L_I = L_P + 0,16 \quad [\text{dB}], \quad (3.17)$$

Vztah mezi akustickým tlakem a intenzitou je spjat s aktivitou pole. V aktivním poli se zvuková energie šíří v reaktivním osciluje kolem určitého bodu. Aktivita (nebo reaktivita) pole má velký vliv na správnost prezentace výsledků měření akustické intenzity. Vzájemný vztah mezi HAT a HAI v daném místě měření tedy sousí s reaktivitou pole. Veličina nazývaná index reaktivity je pak dán :

$$L_K = L_I - L_P \quad [\text{dB}], \quad (3.18)$$

kde značí L_K - index reaktivity - $[\text{dB}]$.

Čím se L_K více blíží nulové hodnotě, tím měření intenzity více odráží skutečný tok akustické energie ze zdroje. Pokud nebude směr měření intenzity totžný se směrem vektoru intenzity, bude naměřen určitý index reaktivity větší než nula. celá situace je zřejmá z obr.4.



Obr.4. Souvislost indexu reaktivity a směru měření intenzity zvuku

Z obr.4 plyne : $\Delta r' = \Delta r \cdot \cos \theta$,

$$\frac{PB - PA}{\Delta r} = \frac{PB' - PA'}{\Delta r'}$$

$$\frac{PB + PA}{2} = \frac{PB' + PA'}{2}$$

potom se pro vztah (3.9) dá zapsat :

$$I' = - \frac{PA' + PB'}{2 \cdot \varrho \cdot \Delta r} \int (PB' - PA') dt ,$$

Operační systém přístroje má však ve své paměti uložen rozměr Δr (nikoliv rozměr $\Delta r'$). Hodnotu I' lze potom pomocí výše uvedených vztahů upravit :

$$I' = - \frac{PA' + PB'}{2 \cdot \varrho \cdot \Delta r} \int (PB' - PA') \cos \theta dt ,$$

což znamená :

$$I' = I \cdot \cos \theta , \quad (3.19)$$

kde θ je úhel mezi směrem měření a vektorem intenzity zvuku.

Měření akustické intenzity je podkladem pro určení akustického výkonu procházejícího přesně definovanou plochou. Platí :

$$P = \int_{(S)} I(S) \cdot dS , \quad (3.20)$$

kde : P - akustický výkon $[W]$,
 I - intenzita zvuku $[W/m^2]$,
 S - plocha $[m^2]$.

Je zřejmé, že ke stanovení akustického výkonu daného zdroje hluku je nutné plochu S vytvořit tak, aby obalovala celý zdroj

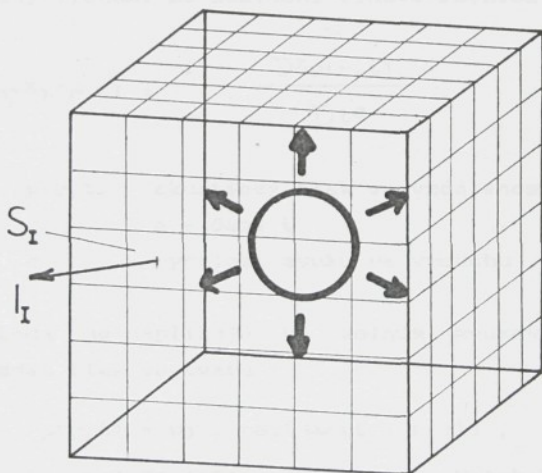
nebo část prostoru, kudy zdroj svoji akustickou energii vyzařuje (např. poloprostor nad dokonale odrazivou plochou, na které se zdroj nalézá). Konkrétní tvar měřicí plochy je závislý na velikosti zdroje, jeho tvaru, požadované přesnosti měření a na potřebě dalších podrobnějších informací o akustickém zdroji. V praxi se problém neřeší pomocí vztahu (3.20), ale celková měřicí plocha se rozdělí na jednodušší přesně definované plochy, na kterých se považuje intenzita za konstantní a vztah (3.20) se pak zjednoduší na tvar :

$$P = \sum_{I=1}^n I_I \cdot S_I \quad [\text{W}], \quad (3.21)$$

kde : I_I - intenzita hluku naměřená na ploše S_I $[\text{W/m}^2]$,
 S_I - plocha, na které byla naměřena I_I $[\text{m}^2]$,
 n - počet elementárních ploch $[-]$.

Pro hladiny platí :

$$L_W = L_I + 10 \cdot \log S \quad [\text{dB}], \quad (3.22)$$



Obr.5. Stanovení akustického výkonu zdroje

K výhodám měření intenzity zvuku a akustického výkonu patří :

- 1) intenzita je vektorová veličina,
- 2) intenzita i výkon dávají informaci o šířené akustické energii,
- 3) metodika měření akustického výkonu je do určité míry necitlivá k rušivým vnějším signálům,
- 4) pomocí sondy lze zaměřit směr šíření akustické energie.

K nevýhodám patří zejména :

- 1) potřeba poměrně nákladné měřicí techniky,
- 2) časová náročnost stanovení akustického výkonu a izokřivek stálé intenzity,
- 3) větší množství omezujících podmínek pro správné měření.

3.3. METODA S T S F

Metoda STSF (Spatial Transformation of Sound Fields), tedy metoda prostorové transformace zvukových polí je v určitém směru podobná měření intenzity zvuku a to hlavně v tom, že i ona má svůj základ v měření akustického tlaku. Princip této metody vychází ze základní vlnové rovnice např. /17/, /25/ :

$$\nabla^2 p(r, t) = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p(r, t)}{\partial t^2} \quad , \quad (3.23)$$

kde : $p(r, t)$ - akustický tlak ve vzdálenosti r
a v čase t [Pa],
 c - rychlost zvuku ve vzduchu [m/s].

Tato metoda se aplikuje ve volném zvukovém poli, kde lze předpokládat tlak ve tvaru :

$$p(r, t) = p_0 \cdot \cos[\omega(t + r/c)] \quad , \quad (3.24)$$

Dalším postupem /67/, /69/ se získá tzv. Helmholtzova integrální rovnice pro homogenní vlnu (HIE) /69/ :

$$p(r) = \int \left(\frac{\partial p(r')}{\partial n} \cdot G(r, r') - p(r') \cdot \frac{\partial G(r, r')}{\partial n} \right) dS(r') \quad , \quad (3.25)$$

$$\text{kde : } G(r, r') = \frac{\exp(-i.k. |r-r'|)}{4.\pi. |r-r'|},$$

kde : p - komplexní akustický tlak [Pa],
 r - vektor polohy v prostoru [m].

Rovnici je možné dále upravit na tvar :

$$p(r) = i. \int r(r') . \cos[\varphi] \left(1 - \frac{i}{k.R}\right) . \frac{\exp(-i.k.R)}{\lambda . R} dS(r'), \quad (3.26)$$

kde : $R = r - r'$

$$\cos \varphi = \lambda . R / |R|$$

φ je úhel od vnější povrchové normály n (od r' k R).

Pro konkrétní měření je pak rovnice (3.26) upravena do tvaru

$$p(r) = \sum_{n=1}^N p(r_n') . H(r, r_n'), \quad (3.27)$$

$$\text{kde : } H(r, r_n') = i. \cos[\varphi_n] \left(1 - \frac{1}{k.R_n}\right) . \frac{\exp(-i.k.R_n)}{\lambda . R_n} . S_n,$$

$$p \equiv \begin{bmatrix} p(r_1') \\ p(r_2') \\ \vdots \\ p(r_N') \end{bmatrix}, \quad H(r) \equiv \begin{bmatrix} H(r, r_1') \\ H(r, r_2') \\ \vdots \\ H(r, r_N') \end{bmatrix}, \quad (3.28)$$

potom lze psát :

$$p(r) = H^T(r) . p = p^T . H(r) \quad (3.29)$$

Z rovnice (3.29) je zřejmé, že při výpočtu akustického tlaku v bodě ve vzdálenosti r stačí vycházet z naměřených akustických tlaků v místech r_1' . Z těchto základů vychází tzv. "Akustická holografie blízkého pole" (NAH).

$$\begin{array}{ccc}
 \begin{array}{c} S \\ \text{[Diagram of plane S with points]} \end{array} & & \begin{array}{c} \tilde{S} \\ \text{[Diagram of plane } \tilde{S} \text{ with points]} \end{array} \\
 P_n \equiv p(r_n) & & P_m \equiv p(r_m) \\
 P \equiv [P_n] & , & P \equiv [P_m] \\
 P_m = H_m^T \cdot P = P^T \cdot H_m & , & H_m = H(r_m)
 \end{array}$$

$$P \equiv \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_M \end{bmatrix} , \quad H \equiv \begin{bmatrix} H_1^T \\ H_2^T \\ \vdots \\ H_M^T \end{bmatrix}$$

Jedná se prakticky o rozšíření vztahů (3.28) do maticového tvaru, kdy z naměřených hodnot v rovině S je stanoven signál v rovině $\tilde{S}$.

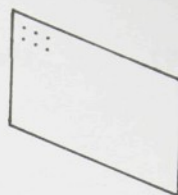
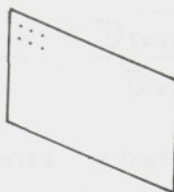
Moderní měřicí technika a programové vybavení umožňují zpracování dat z více snímačů současně. S použitím multiplexerů je možné pomocí dvoukanálového systému /70/ zpracovávat spektra z dvou snímačů (mikrofonů). Pro vyhodnocení vzájemných (křížových) spekter, která obsahují informaci o fázovém posuvu a o koherentním násobku výkonů příslušejícím těmto signálům, se používají signály ze dvou soustav mikrofonů. Pevná referenční soustava je tvořena mikrofony v tzv. strategických polohách v blízkosti zdroje hluku. Druhá soustava je tvořena skupinou mikrofonů seřazených do přímky, která se posouvá v rovině poblíž zdroje hluku. Signály snímané z pohyblivých a pevných mikrofonů jsou přepínány multiplexery do dvoukanálového systému a zpracovány. V konkrétním případě pro 1 zdrojů hluku vyhodnocuje systém vzájemná spektra schematicky dle obr.6.

Jak plyne z celého stručně naznačeného principu metody STSF, je tato metoda velmi náročná na úroveň zpracování, která se opírá především o využití výpočetní techniky, dvoukanálového analyzátoru signálů, multiplexerů atd., jak ukazuje obr.7, kde je znázorněn systém firmy Brüel & Kjaer.

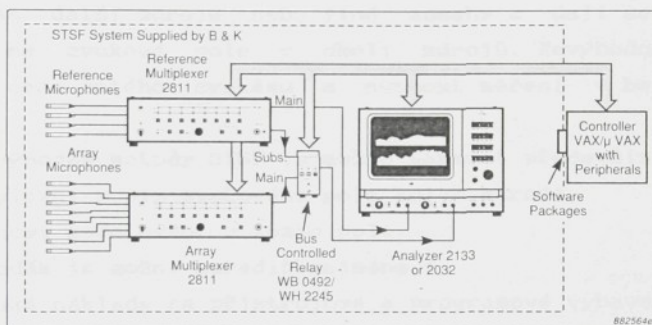
l částečných
zdrojů

K referenčních
bodů

N měřicích
bodů



Obr.6. Zpracování dat metodou STSF



Obr.7. Systém firmy Brüel & Kjaer pro metodu STSF /70/

Tento systém je schopen mimo spekter hladin akustického tlaku v určitých bodech v okolí zdroje stanovit i aktivní a reaktivní intenzitu /70/. Aktivní intenzita je taková intenzita, kdy akustický tlak a akustická rychlost jsou ve fázi, dochází tedy k šíření akustické energie. Dle /70/ je definována jako :

$$I_r = - \frac{(P_{ef})^2}{\rho \cdot c \cdot k} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial r} \quad [W/m^2], \quad (3.30)$$

kde : I_r - aktivní intenzita akustického pole $[W/m^2]$,
 k - vlnové číslo $[1/m]$,
 Φ - fázový úhel mezi akustickým tlakem
a akustickou rychlostí.

Reaktivní intenzita je taková intenzita, kdy akustický tlak a akustická rychlost jsou v protifázi, energie se nešíří. Platí :

$$Q_r = - \frac{1}{\rho \cdot c \cdot k} \cdot \frac{\partial (p_{ef})^2}{\partial r} \quad [W/m^2], \quad (3.31)$$

kde Q_r je reaktivní intenzita $[W/m^2]$.

Výstupem z celého systému STSF jsou tedy buď spektra v bodech nebo akustická mapa tlaku nebo intenzity v daných rovinách prostoru, ať už vektorová nebo vrstevnicová.

Celý systém je velice efektivní v tom, že se v něm dají definovat další zdroje nebo jiné zásahy a dají se stanovit účinky na zvukové pole v okolí zdrojů. Nevýhodou je velmi vysoká cena celého systému a nutnost měření v bezdovzdušné komoře.

K výhodám metody STSF je možné zařadit především :

- 1) komplexní popis zvukového pole kolem zdroje,
- 2) možnost modelování v tomto poli.

K nevýhodám je možné zařadit zejména :

- 1) vysoké náklady na přístrojové a programové vybavení,
- 2) vysoké požadavky kladené na obsluhu.

3.4. DIGITÁLNÍ EDITOROVÁNÍ

Digitální editorování patří mezi metody zkoumající kvalitu zvuku. Metodika zkoumající kvalitu zvuku je metodika subjektivně objektivní a subjekt je součástí měřicího řetězce. Britská firma RICARDO používá metodiku, která se opírá o zpracování akustického signálu měřicími přístroji a počítačem s následným vyhodnocením a úpravou signálu statisticky významným počtem lidí. Zvláštností digitálního editorování je to, že je signál zpracováván převážně jen v časové doméně. Jedna z forem digitálního editorování vychází z časového průběhu akustického tlaku. Vybraní posluchači si přehrávají určitý signál, který je opakováním konkrétního významného časového děje. Posluchači mají možnost digitalizovaný signál upravovat, vypouštět z něj určité časové události, které jsou potom nahrazeny

modifikovaným průběhem. Výsledkem je potom akustický signál, který nejlépe vyhovuje subjektivnímu vnímání konkrétní osoby. Tento postup se aplikuje na větší počet osob, čímž se získá průměrovaný signál. Metoda vychází z předpokladu, že akustickému signálu lze přiřadit konkrétní časové příčiny. Další postup potom spočívá v odstranění nebo omezení těch příčin, které posluchači subjektivně odstranili. Nově získaný signál se opět předkládá k posouzení.

Další formou editorování je postup, který rozšiřuje podíl přístrojové techniky. Využívá se zde skutečnosti, že pro člověka je nepříjemný každý prudký nárůst akustické energie. Postup zpracování je následující :

- 1) časový signál $p(t)$ se umocní, neboť platí, že energie $E \sim p^2$, čímž se získá průběh $p^2(t)$.

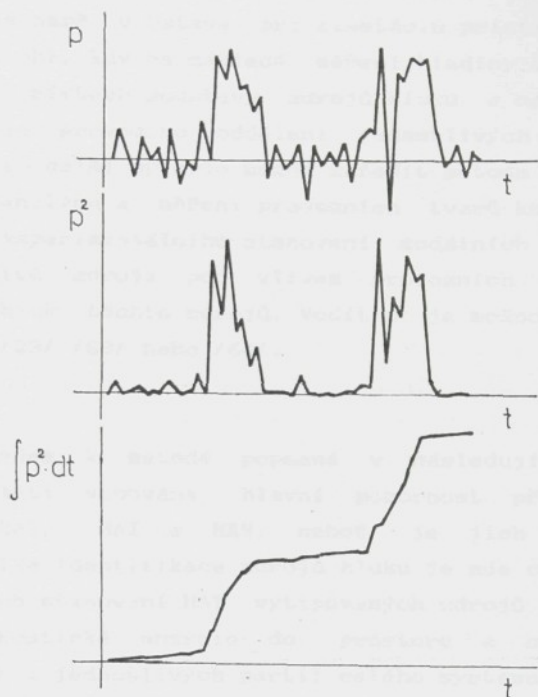
- 2) Proveďte se integrace za dobu trvání signálu

$$\int_0^T p^2(t) dt ,$$

(T)

čímž se získá průběh odpovídající změně akustické energie. Každá prudká změna energie přísluší opět určitému časovému okamžiku nežádoucí akustické události. Po úpravě signálu se opět provede subjektivní posouzení.

Metody digitálního editorování nepatří pro svoji specifiku k běžně používaným metodikám identifikace zdrojů hluku. K jejich nevýhodám patří zejména náročnost na měřicí techniku a úroveň zpracování a následnou nutnost subjektivního posouzení a zpracování. Uplatňuje se především v případech tvorby akustického designu, kdy se zvuk výrobku přizpůsobuje přímo vkusu budoucího zákazníka.



Obr.8. Postup digitálního editorování

K výhodám digitálního editorování patří především :

- 1) zpracování signálů pouze v časové doméně,
- 2) úzká spolupráce se subjektem,
- 3) komerční využití.

K nevýhodám lze zařadit zejména :

- 1) zdlouhavost hodnocení,
- 2) nižší reprodukovatelnost výsledků,
- 3) nutnost speciální aparatury a programového vybavení.

3.5. OSTATNÍ METODY

Metod pro identifikaci a popis zdrojů hluku by bylo možné najít ještě řadu. Jednalo by se především o specifické postupy různých výrobců nebo laboratoří, normalizované metodiky stanovení akustického výkonu atd.

Velmi zajímavou metodou je např. korelační analýza (používaná např. v Ústave pre atestáciu prístrojov a zariadení v Piešťanoch), kdy na základě měření hladiny akustického tlaku v různých místech soustavy zdrojů hluku a následné korelační analýzy je provedeno oddělení jednotlivých dílčích zdrojů hluku. Mezi další by bylo možné zařadit metodu konečných prvků, modální analýzu a měření provozních tvarů kmitů, kdy je na základě experimentálního stanovení modálních vlastností nebo tvarů kmitů zdroje pod vlivem provozních sil usuzováno na vyzářený hluk těchto zdrojů. Vodítka je možno nalézt např. v /4/, /20/, /23/, /63/ nebo /64/.

Vzhledem k metodě popsané v následujícím textu byla v této části věnována hlavní pozornost především obecným měřením HAT, HAI a HAW, neboť je jich zde využíváno. Problematika identifikace zdrojů hluku je zde chápána především jako způsob stanovení HAT vytipovaných zdrojů a stanovení cest šíření akustické energie do prostoru a celkových výkonů vyzářených z jednotlivých partií celého systému zdrojů.

4. ZJIŠTĚNÍ HLADIN HLUKU ZDROJŮ NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU Z AKCELERAČNÍCH ZKOUŠEK

Ze shrnutí současného stavu v hodnocení zdrojů a používaných metod identifikace vyplynula potřeba zkoumat zdroje v celém systému a v situaci, která je pro vozidlo významná. Z toho důvodu byla odvozena metoda, která má za cíl zkoumat zdroje v podmínkách akcelerační zkoušky dle EHK č.51.

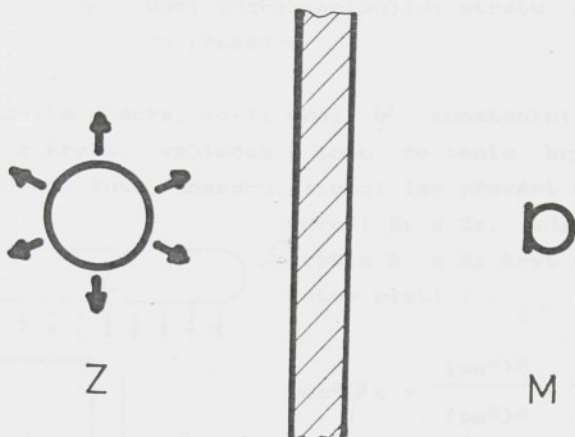
Akcelerační zkouška vnějšího hluku je jediným kritériem způsobivosti motorového vozidla z hlediska vnějšího hluku. K identifikaci zdrojů lze použít některé z metod popsanych v kapitole 3, nicméně v dalším kroku by bylo nutné posoudit chování těchto zdrojů při akcelerační zkoušce. Tato zkouška se provádí dle metodiky EHK č. 51. Je tedy možné předpokládat, že zdroje se budou na tomtéž objektu (nákladním automobilu), při opakování akcelerační zkoušky, za stejných podmínek měření chovat stejně. Při akcelerační zkoušce se zaznamenává nejvyšší hladina hluku z obou stran vozidla při akceleraci vozidla zkušebním úsekem, ale pomocí vhodného analyzátoru nebo záznamového zařízení lze zaznamenávat průběh celkové hodnoty, celkové vážené hodnoty i hladin ve spektru v závislosti na čase nebo na poloze vozidla v akceleračním úseku /72/. Při zjišťování hladiny hluku jednotlivých zdrojů v daném okamžiku nebo v dané poloze je nutné vycházet z těchto předpokladů :

- všechny zdroje hluku jsou dostatečně silné a jednotlivé kryty kryjí buď celý zdroj, nebo jeho podstatnou část,
- jednotlivé zdroje se chovají při každém průjezdu zkušebním úsekem stejně (na daném převodovém stupni),
- maximální hladina hluku z každé strany je naměřena vždy v totožné poloze vozidla,
- prostor, kterým se šíří hluk vozidla je bez překážek, které by odrážely zvuk nebo jinak ovlivňovaly měřené hodnoty,
- podmínky zkoušky odpovídají předpisu EHK č. 51,
- zdroje, jejichž hladina má být přibližně stanovena se dají krytovat bez toho, aby se podstatně změnily podmínky provozu vozidla,
- provozní vlastnosti vozidla a jeho technický stav se v průběhu zkoušky nemění.

4.1. POPIS METODY

Při odvození metodiky výpočtu se vychází ze základního jednoduchého modelu ZDROJ - PŘEKÁŽKA - MIKROFON, u kterého platí vztah :

$$(p_M^M)^2 = (p_Z^M)^2 + (\Delta p_P^M)^2, \quad (4.1)$$



kde :

- p_M^M - RMS akustického tlaku naměřená na mikrofону
v místě M [Pa],
- p_Z^M - RMS akustického tlaku zdroje naměřená v
místě M [Pa],
- Δp_P^M - úbytek RMS akustického tlaku zdroje vlivem
překážky naměřený v místě M [Pa].

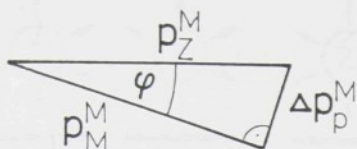
Efektivní hodnoty akustického tlaku jsou stanoveny z rovnice :

$$p = 10^{(L/10)}, \quad (4.2)$$

kde L je příslušná hladina akustického tlaku v dB.

Hodnota p^2 by měla být ještě vynásobena hodnotou vztažnou p_0^2 ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa), ale vzhledem k tomu, že by se tato matematická operace opakovala vždy, je možné ji vynechat.

Rovnice (4.1) je vyjádřením Pythagorovy věty a je tedy možné situaci naznačit graficky v pravouhlém trojúhelníku :



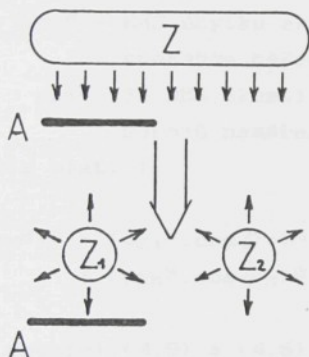
Z tohoto trojúhelníka lze zapsat :

$$p_M^M = p_Z^M \cdot \cos \varphi, \quad (4.3)$$

$$\Delta p_p^M = p_Z^M \cdot \sin \varphi, \quad (4.4)$$

kde : φ - úhel charakterizující ztrátu akustické energie na překážce.

Vzniká otázka, je-li úhel φ konstantní pro danou polohu zdroje a krytu, vzhledem k tomu, že tento kryt obecně nekryje celý zdroj. Tuto obecnou situaci lze převést na model se dvěma zdroji Z_1 a Z_2 , kdy Z_1 je zcela kryt krytem A a Z_2 kryt není.



Potom platí :

$$\cos^2 \varphi_A = \frac{(p_M^M)^2}{(p_Z^M)^2} = \frac{(p_M^M)^2}{(p_{Z1}^M)^2 + (p_{Z2}^M)^2},$$

dále lze zapsat :

$$(p_{Z2}^M)^2 = k \cdot (p_{Z1}^M)^2, \quad (4.5)$$

kde k značí libovolnou konstantu.

Vztah (4.5) vychází z předpokladu stálého poměru vyzařovaných akustických energií obou dílčích zdrojů. Potom lze dosadit :

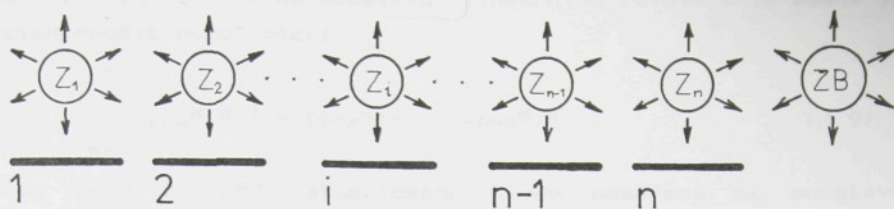
$$\cos^2 \varphi_A = \frac{(p_{Z1}^M)^2 \cdot \gamma + k \cdot (p_{Z1}^M)^2}{(p_{Z1}^M)^2 + k \cdot (p_{Z1}^M)^2},$$

kde γ značí činitel zvukové průzvučnosti. Potom lze po vytknutí a vykrácení $(p_{Z1}^M)^2$ psát :

$$\cos^2 \varphi_A = \frac{\gamma + k}{1 + k} = \text{KONSTANTA}. \quad (4.6)$$

Ztrátový úhel φ tedy nezávisí na změně akustické energie zdroje.

Pro soustavu s více zdroji lze potom psát :



$$(p_M^M)^2 = (p_{Z1}^M)^2 - (\Delta p_1^M)^2 + (p_{Z2}^M)^2 - (\Delta p_2^M)^2 + \dots + (p_{Zi}^M)^2 - (\Delta p_i^M)^2 + \dots + (p_{Zn}^M)^2 - (\Delta p_n^M)^2 + (p_{ZB}^M)^2 ,$$

kde :

p_{Zi}^M - RMS akustického tlaku i -tého zdroje měřená v místě M [Pa],

Δp_i^M - RMS úbytku akustického tlaku na i -té překážce měřená v místě M [Pa],

p_{ZB}^M je RMS akustického tlaku všech nekrytých zdrojů naměřená v místě M [Pa].

Dále platí :

$$(p_M^M)^2 = (p_{Z1}^M \cdot \cos \varphi_1)^2 + \dots + (p_{Zi}^M \cdot \cos \varphi_i)^2 + \dots + (p_{Zn}^M \cdot \cos \varphi_n)^2 + (p_{ZB}^M)^2 .$$

V rovnici (4.5) a (4.6) jsou na pravé straně všechny neznámé, k jejich nalezení je tedy třeba sestavit soustavu rovnic. V obecném případě platí :

$$(p_{M1}^M)^2 = \left\{ \sum_{k=1}^n (p_{Zk}^M)^2 - \sum_{j=1}^m (\Delta p_j^M)^2 \right\} + (p_{ZB}^M)^2 , \quad (4.7)$$

kde n je počet zdrojů, které je možné krytovat,

m je počet použitých krytů,

i značí, že se jedná o i -tou variantu uspořádání krytů.

Dále lze podle (4.6) psát :

$$(p_{M1}^M)^2 = \left\{ \sum_{k=1}^n (p_{Zk}^M \cdot \cos \varphi_k)^2 \right\} + (p_{ZB}^M)^2 , \quad (4.8)$$

pokud není k-tý kryt aplikován je úhel $\varphi_k = 0$.

Rovnice (4.7) vede na soustavu lineárních rovnic a je možné ji zjednodušit neboť platí :

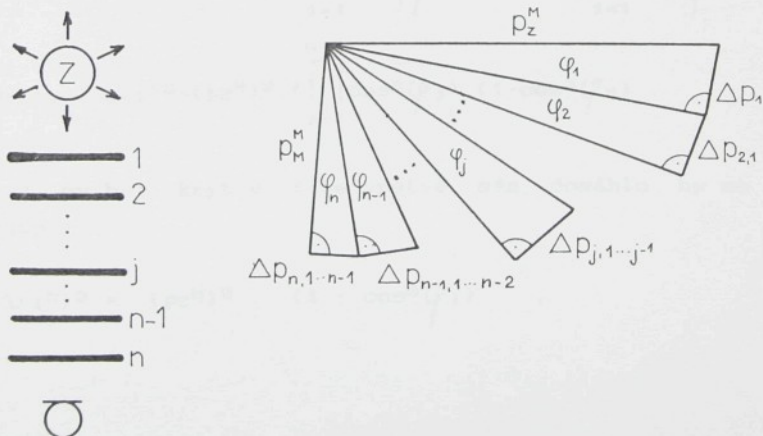
$$\left(\sum_{k=1}^n (p_{zk}^M)^2 \right) + (p_{zB}^M)^2 = (p_{MO}^M)^2, \quad (4.9)$$

kde p_{MO}^M je RMS akustického tlaku naměřená na soustavě v základním stavu (není aplikován žádný akustický kryt).
Rovnice (4.7) se pak zjednoduší :

$$(p_{M1}^M)^2 = (p_{MO}^M)^2 - \sum_{j=1}^m (\Delta p_j^M)^2. \quad (4.10)$$

Vzhledem k tomu, že vztah mezi akustickým tlakem samotného zdroje a akustickým tlakem téhož, ale krytého zdroje je dán rovnicí (4.4), je úbytek akustického tlaku na krytu, který je umístěn jenom v určité stabilní poloze a působí na něj jediný, v daném okamžiku stabilní zdroj, konstantní. Veličina Δp však nedává celkovou informaci o soustavě ZDROJ - KRYT - MIKROFON, neboť přímo nic neříká o intenzitě zdroje. Pravoúhlý trojúhelník je zcela určen dvěma parametry a k stanovení akustického tlaku zdroje je nutné ještě určit úhel φ .

Vztah (4.10) platí jen v případě, kdy je zdroj kryt pouze v jedné vrstvě. U vícevrstvých krytování vzniká potřeba stanovit akustickou ztrátu na určité vrstvě, pokud by byla aplikována pouze sama.



Zde platí vztahy :

$$(p_M^M)^2 = (p_Z^M)^2 \cdot \prod_{j=1}^n (\cos \varphi_j)^2, \quad (4.11)$$

$$(p_M^M)^2 = (p_Z^M)^2 - (\Delta p_1)^2 - (\Delta p_{2,1})^2 - (\Delta p_{j,1,\dots,j-1})^2 - (\Delta p_{n,1,\dots,n-1})^2, \quad (4.12)$$

kde $\Delta p_{j,1,\dots,j-1}$ je ztráta akustického tlaku na j -té vrstvě, pokud jsou aplikovány kryty ve vrstvách 1 až $j-1$ měřená v místě M. Z rovnic (4.11) a (4.12) plyne :

$$(p_Z^M)^2 \cdot \prod_{j=1}^n (\cos \varphi_j)^2 = (p_Z^M)^2 - \sum_{j=1}^n (\Delta p_{j,1,\dots,j-1})^2, \quad (4.13)$$

$$(\Delta p_{n,1,\dots,n-1})^2 = (p_Z^M)^2 - \left(\sum_{j=1}^{n-1} (\Delta p_{j,1,\dots,j-1})^2 \right) - (p_Z^M)^2 \cdot \prod_{j=1}^n (\cos \varphi_j)^2,$$

kde :

$$(p_Z^M)^2 - \left(\sum_{j=1}^{n-1} (\Delta p_{j,1,\dots,j-1})^2 \right) = (p_Z^M)^2 \cdot \prod_{j=1}^{n-1} (\cos \varphi_j)^2,$$

potom :

$$\begin{aligned} (\Delta p_{n,1,\dots,n-1})^2 &= (p_Z^M)^2 \cdot \left(\prod_{j=1}^{n-1} \cos^2 \varphi_j \right) - (p_Z^M)^2 \cdot \left(\prod_{j=1}^{n-1} \cos^2 \varphi_j \right) \cdot \cos^2 \varphi_n, \\ (\Delta p_{n,1,\dots,n-1})^2 &= (p_Z^M)^2 \cdot \left(\prod_{j=1}^{n-1} \cos^2 \varphi_j \right) \cdot (1 - \cos^2 \varphi_n). \end{aligned} \quad (4.14)$$

Pokud by byl kryt v i -té vrstvě sám, dosáhlo by se na něm ztráty :

$$(\Delta p_i^M)^2 = (p_Z^M)^2 \cdot (1 - \cos^2 \varphi_i), \quad (4.15)$$

dosazením (4.15) do (4.14) a úpravou vychází :

$$(\Delta p_{1,1}, \dots, 1-1)^2 = (\Delta p_1)^2 \cdot \prod_{j=1}^{i-1} (\cos \varphi_j)^2 \quad (4.16)$$

Vztah (4.16) vyjadřuje skutečnost, že ztráta RMS akustického tlaku na krytu v i -té vrstvě, jsou-li přítomny kryty ve vrstvách 1 až $i-1$ se rovná ztrátě na krytu v i -té vrstvě, pokud by byl aplikován sám, násobené součinem kosinů ztrátových úhlů na krytech ve vrstvách 1 až $i-1$.

Vztah (4.16) není však v této fázi vhodný, protože ze soustavy rovnic vytváří soustavu nelineární. Proto, aby soustava lineární zůstala, je jednodušší nechat neznámé ve tvaru tlakových ztrát $\Delta p_{1,1}, \dots, 1-1$. Tím však narůstá počet neznámých a je nutné zvýšit i počet rovnic. Pokud je j -tý zdroj kryt kryty v l vrstvách je počet neznámých roven až :

$$\sum_{k=1}^l \binom{l}{k} = 2^l - 1 \quad (4.17)$$

Pro celý systém n zdrojů platí pro maximální možný počet neznámých tlakových ztrát, pokud je každý i -tý zdroj kryt kryty v l_i vrstvách :

$$\sum_{i=1}^n (2^{l_i} - 1) \quad (4.18)$$

Z praktických důvodů není možné nebo nutné všechny kombinace skutečně měřit, čímž počet neznámých klesá. Po konečné úpravě má rovnice (4.10) maticový tvar :

$$R = V \times P \quad (4.19)$$

kde :

R - vektor rozdílových hodnot :

$$R \equiv [(p_{M0}^M)^2 - (p_{M1}^M)^2; \dots; (p_{M0}^M)^2 - (p_{M1}^M)^2; \dots; (p_{M0}^M)^2 - (p_{Mv}^M)^2],$$

P - vektor neznámých RMS ztrát akustického tlaku :

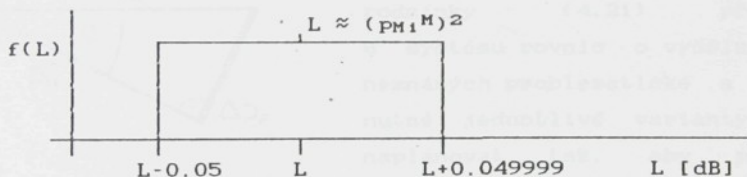
$$P \equiv [(\Delta p_{1,1}, \dots, 1_{1-1})^2; \dots; (\Delta p_{1,1}, \dots, 1_{1-1})^2; \dots; (\Delta p_{v,1}, \dots, 1_{v-1})^2],$$

V - matice $n \times n$ obsazení jednotlivých variant krytí zdrojů. Těchto variant je obecně možno sestavit 2^m . Obsahuje 0 nebo 1 podle toho, je-li v určité variantě určitý kryt aplikován či nikoliv.

v - počet variant krytí nebo též počet neznámých.

Pokud by se vypočtená hodnota Δp_p^M vyjádřila v dB, vyjadřovala by fiktivní hladinu hluku, kterou by musel daný kryt vyzařovat, aby naměřená celková hladina byla právě $10 \cdot \log_{10} [(p_{M0}^M)^2]$. V průběhu výpočtu může dojít k tomu, že některé z neznámých vyjdou záporné. Tato situace může nastat z těchto důvodů :

- hodnota p_{M1}^M byla při měření zatížena chybou,
- soudobá měřicí technika stanovuje hladiny hluku s přesností na 0.1 dB /84/, /87/, z toho plyne, že distribuční funkce skutečné hladiny má tvar dle obr.9.



Obr.9. Distribuční funkce naměřených hladin hluku

Pro konkrétní velikosti akustických tlaků to znamená, že skutečná hodnota se nalézá v rozmezí :

$$< 0,989 \cdot (p_{M1}^M)^2 ; 1,012 \cdot (p_{M1}^M)^2 >,$$

Stejnou distribuční funkci má samozřejmě i základní naměřená hodnota p_{M0}^M .

Naměřené hodnoty vnějšího hluku se chovají podle normálního rozdělení $N(\mu, \sigma)$, což lze vysvětlit tím, že toto rozdělení

popisuje v technické praxi veličiny, které jsou ovlivněny velkým počtem činitelů. Potom se tedy 99.73 % skutečných hodnot nalézá v rozmezí $\langle L-3\sigma ; L+3\sigma \rangle$. S přihlédnutím k obr. 9 se tedy skutečná hodnota p_{M1}^M nachází v intervalu :

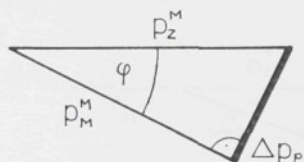
$$\langle (p_{M1}^M)^2 \cdot 10^{-(3\sigma + 0.05)} ; (p_{M1}^M)^2 \cdot 10^{(3\sigma + 0.04999)} \rangle. \quad (4.20)$$

Pokud se stane, že při prvním řešení vyjdou některé neznámé záporné je nutné vhodně přizpůsobit velikost některých složek vektoru R ve smyslu (4.20).

V tomto stádiu je možné sestavit soustavu rovnic (4.19), kde vektor pravých stran by v první fázi obsahoval přímo rozdíly naměřených hodnot.

Nutnou podmínkou pro řešení soustavy je, aby determinant V byl různý od 0, tedy aby řádky matice byly lineárně nezávislé.

$$\det V \neq 0 \quad (4.21)$$



Vzhledem k tomu, že matice V obsahuje pouze 0 a 1 je splnění podmínky (4.21) především u systému rovnic o vyšším počtu neznámých problematické a je tedy nutné jednotlivé varianty předem naplánovat tak, aby podmínka (4.21) byla splněna. Produktem řešení (4.19) je vektor úbytků Δp_j případně $\Delta p_{j,1}, \dots, j-1$, tím je stanovena jedna odvěsna pravoúhlého trojúhelníka.

Obr.10. Trojúhelník soustavy ZDROJ - PŘEKÁŽKA - MIKROFON

Dále u vícevrstvého krytí je možné přímo ze vztahu (4.16) určit ztrátové $\cos$

$$\cos^2 \varphi_j = \frac{(\Delta p_{1,j})^2}{(\Delta p_1)^2} \quad (4.22)$$

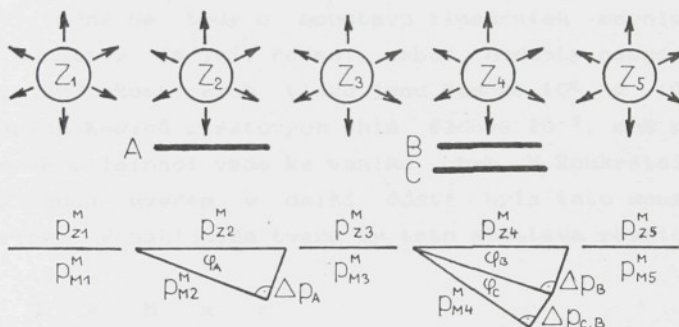
Vztah (4.22) platí obecně jen pro dvojvrstvé krytí zdroje, u vícevrstvého krytí musí být ještě dále splněna podmínka, kdy podíl ztráty akustického tlaku na určitém krytu a sinu ztrátového úhlu tohoto krytu musí vést ke stejné velikosti zdroje pro každou vrstvu :

$$\left(\frac{\Delta P_{1,1}, \dots, 1-1}{\prod_{k=1}^l (1 - \cos^2 \varphi_k)} \right)^2 = (p_z^M)^2 = \text{konst.} \quad l=1 \dots l, \quad (4.23)$$

kde l je počet vrstev krytí daného zdroje.

Pro modelovou situaci na obr.10 by rovnice zněla :

$$(p_M^M)^2 = (p_{z1}^M)^2 + (p_{z2}^M)^2 - (\Delta p_A)^2 + (p_{z3}^M)^2 + (p_{z4}^M)^2 - (\Delta p_B)^2 - (\Delta p_{C,B})^2 + (p_{z5}^M)^2.$$



obr. 11. Příklad situace krytí zdrojů

Jestliže řešení soustavy (4.19) splňuje podmínku (4.22) a (4.23) je možné provést druhou fázi výpočtu. Opět se jedná o řešení soustavy lineárních rovnic, kde neznámou jsou zdroje hluku reprezentované akustickými tlaky p_{zk}^M a ztrátové úhly φ .

Z pravoúhlého trojúhelníka na obr.10 plyne :

$$p_z^M = \Delta p_p^M \cdot 1/\sin \varphi, \quad (4.24)$$

$$p_M^M = \Delta p_p^M \cdot 1/\tan \varphi, \quad (4.25)$$

$$p_z^M = p_M^M \cdot 1/\cos \varphi. \quad (4.26)$$

Pro $\varphi = 0$ je z (4.26) p_z^M rovno přímo p_M^M . K tomu, aby bylo dosaženo konečného cíle - nalezení hodnot p_z^M a ztrátových úhlů φ je nutné sestavit novou soustavu rovnic, kde pro j -tou variantu platí :

$$\left\{ \sum_{i=1}^n \left[(\Delta p_{11,1}, \dots, 11-1)^2 \cdot 1/\text{tg}^2 \varphi_{11} \right] \right\} + (p_z^M)^2 = (p_{M0j}^M)^2, \quad (4.27)$$

kde : n - počet zdrojů,
 l - celkový počet vrstev krytí i -tého zdroje.

Dále je nutno ještě jednou připomenout :

- 1) hodnoty $(\cos \varphi_k)_{k=1 \dots 11-1}$ se stanoví z (4.22) nebo (4.23),
- 2) pro nekrytý zdroj $(\varphi_{k1})_{k1=1 \dots 11} = 0$ se výraz v hranaté závorce rovná přímo $(p_{z1}^M)^2$.

Z rovnice (4.27) je zřejmé, že v nové soustavě rovnic budou neznámé buď ztrátové úhly φ_1 nebo přímo akustické tlaky zdrojů p_{z1}^M , jedná se tedy o soustavu lineárních rovnic. Problémem této soustavy je její řešení, neboť hodnoty neznámých druhých mocnin RMS akustických tlaků jsou řádově 10^6 až 10^8 a hodnoty neznámých kosinů ztrátových úhlů řádově 10^{-1} , což při klasické Gaussově eliminaci vede ke vzniku chyb. V konkrétním případě, který bude uveden v další části byla tato soustava řešena numericky. V maticovém tvaru by tato soustava rovnic byla :

$$Z = M \times r \quad (4.28)$$

kde značí

M - čtvercová matice koeficientů $n \times n$, jejíž členy $m_{1,j}$ jsou :

- a/ $(\Delta p_{11,1}, \dots, 11-1)^2$ pro případ, že zdroj je kryt,
- b/ $1/\text{tg}^2 \varphi_{11}$ pro případ, že zdroj je kryt ve více vrstvách,
- c/ 1 nebo 0,

Z - vektor naměřených hodnot $Z \equiv \{(p_{M1}^M)^2\}$,

r - vektor neznámých hodnot čtverců RMS akustických tlaků zdrojů p_{z1}^M a ztrátových úhlů φ_1 .

Konkrétní obsazení prvků matice M a vektoru r bude objasněno v kapitole 4.2.

Další zpracování vypočtených hodnot spočívá ve stanovení kosinů ztrátových úhlů a ve výpočtu hladiny akustického tlaku jednotlivých zdrojů dle vztahů :

$$\cos \varphi_{11} = \frac{1}{(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{11})^{1/2}} \quad , \quad (4.29)$$

$$L_{z1}^M = 10 \cdot \log (p_{z1}^M)^2 \quad [\text{dB}] \quad , \quad (4.30)$$

Závěrečnou fází je kontrola řešení celého systému podle vztahu :

$$(p_{c1})^2 = \sum_{j=1}^n (p_{zj}^M \cdot \prod_{k=1}^{1j} \cos \varphi_k)^2 \quad , \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned} \varphi_k &= 0 && - \text{kryt není v } i\text{-té variantě aplikován,} \\ \varphi_k &\neq 0 && - \text{kryt je v } i\text{-té variantě aplikován.} \end{aligned}$$

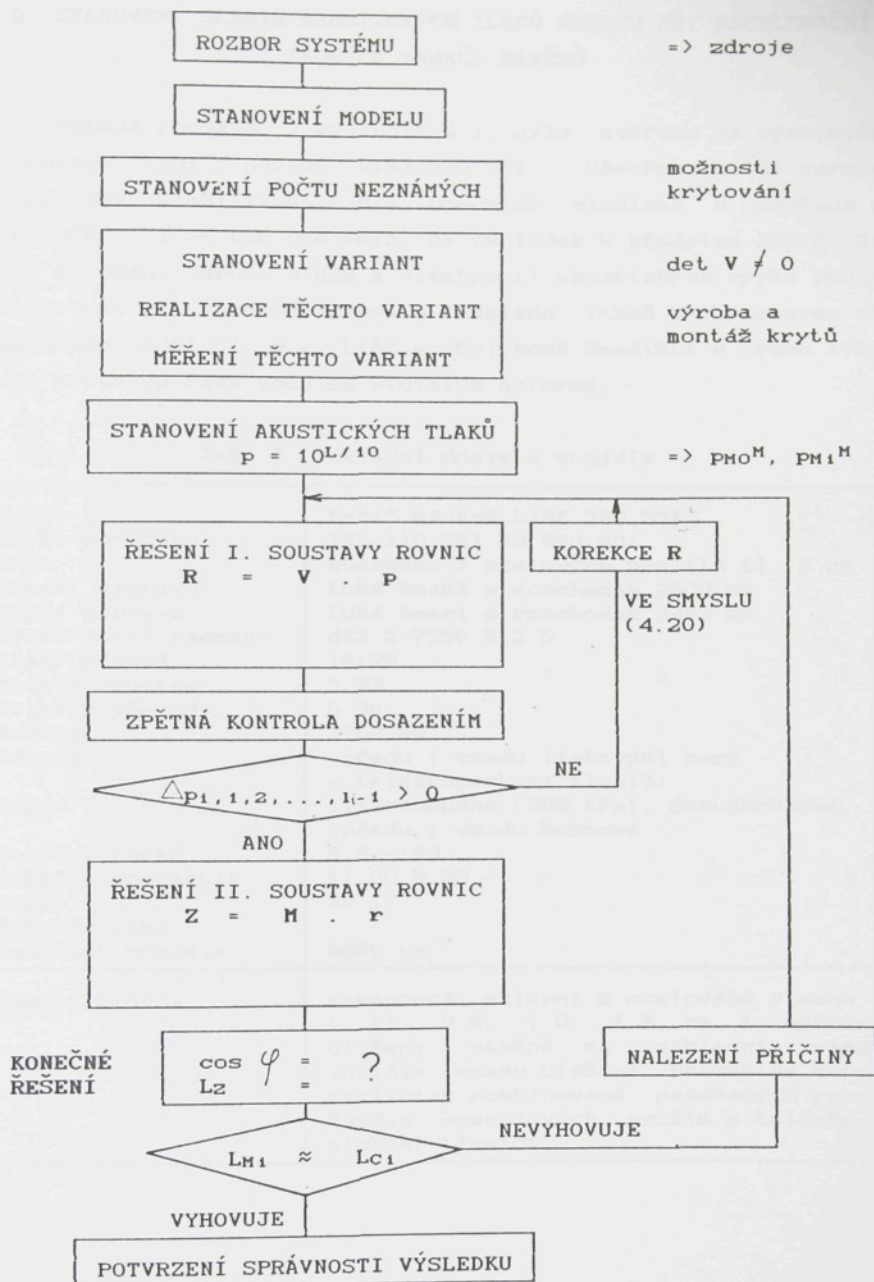
Pokud se hodnota

$$L_{c1} = 10 \cdot \log(p_{c1})^2 \quad (4.32)$$

výrazně liší od hodnoty

$$L_{M1} = 10 \cdot \log(p_{M1}^M)^2 \quad , \quad (4.33)$$

je třeba nalézt chybu a celý výpočet opakovat. Případné odchylky je nutné posuzovat především s přihlédnutím k počtu neznámých, přesnosti metody řešení soustav rovnic a k dalším okolnostem.



Obr.12 Schematické znázornění postupu řešení

4.2. STANOVENÍ HLADIN AKUSTICKÝCH TLAKŮ ZDROJŮ PŘI AKCELERAČNÍ ZKOUŠCE TAHAČE NÁVĚSŮ

Metoda popsaná v kapitole 4.1. byla ověřena na vývojovém prototypu tahače návěsů LIAZ 230.551. Všechny dílčí zdroje hluku lze klasifikovat dle obecných hledisek v souladu s kapitolou 1.1. s tím omezením, že vzhledem k předpisu EHK č. 51 byly zkoumány zdroje hluku a vlastnosti akustických krytů pouze tahače bez připojeného návěsu a nákladu. Tahač byl postaven ve vývojovém oddělení s.p. LIAZ v Mnichově Hradišti v roce 1988 jako prototyp řady vozů se stojatým motorem.

Tab. 8. Základní údaje o vozidle

Typ	tahač návěsů LIAZ 230.551
Číslo podvozku	TNL 110.551 J0 990 301
Rám	svařenec z ocelových profilů tl. 6 mm
Přední náprava	tuhá hnaná s rozchodem 2500 mm
Zadní náprava	tuhá hnací s rozchodem 2462 mm
Číslo zadní nápravy	442 2 7250 212 5
Stálý převod	18/29
Kolové redukce	3.33
Celkový převod	5.36
Rozvor	3750 mm
Pérování	vpředu i vzadu listovými pery s teleskopickými tlumiči
Brzdy	tlakovzdušné (780 kPa), dvouokruhové vpředu i vzadu bubnové
Rozměry ráfků	8.0 - 20
Rozměry pneumatik	11,00 R 20
Desén	NR 17
Pohotovostní hmotnost vozidla	6680 kg
Kabina řidiče	samonosná, sklopná z ocelového plechu (tl. 0.8, 1.0, 1.3 mm) vpředu uložena otočně na základním rámu vozidla, vzadu uložena pružně na dvou dvojicích kombinovaně namáhaných pry- žových hranolových pružin s telesko- pickými tlumiči

Tab. 9. Základní údaje o motoru

Typ motoru	M 1.2 B - 640
Číslo motoru	J 20 X 17 0004
	řadový, stojatý, kapalinou chlazený
	šestiválec s rozvodem OHV
Jmenovitý výkon	230 kW
Jmenovité otáčky	2000 min ⁻¹
Maximální	
krouticí moment	1231 Nm / 1300 min ⁻¹
Vstříkovací čerpadlo	TV 6 B 11k 215; 1692 Ut 0012
Turbodmychadlo	ČZM Strakonice K 3635662521

Tab. 10. Základní údaje o převodovce

Typ převodovky	PRAGA 9 P 140 ležaté provedení
Počet převodových stupňů	9 + 1
Převod planetové redukce	3.44
Odstupňování převodovky	I. 9.78
	II. 6.40
	III. 4.57
	IV. 3.45
	V. 2.60
	VI. 1.86
	VII. 1.32
	VIII. 1.00
	IX. 0.75
	R 9.78

Tab. 11. Údaje o základních protihlukových úpravách

Výfukový systém	tlumič č. v. 62-5-17157 absorpční koncovka č. v. 442 2 7590-1445
Interiér kabiny	koženkové čalounění stěn kabiny Jekor na krytu motoru pryžové rohože na podlaze kabiny
Z hlediska úprav pro snížení vnějšího hluku nebylo vozidlo v základním stavu dodatečně odhlučněno.	

Jednotlivé protihlukové zásahy vycházejí z /56/ a /57/ a je jim přizpůsoben i návrh systému zdrojů. Tyto zásahy jsou doplňkové způsoby krytí reálných zdrojů vedle přirozených zábran daných součástmi vozidla (kabina řidiče, rám, kola, palivové nádrže atd.) Tento systém je na rozdíl od klasifikace v kapitole 1.1. konkretizován až na jednotlivé podzdroje dílčích zdrojů hluku vozidla. Podmínkou pro stanovení takového akustického modelu je, že všechny namodelované zdroje s výjimkou zbytkových lze dodatečně krytí minimálně jednou vrstvou akustických krytů nebo jiných protihlukových zásahů. Konkrétní údaje o modelu jsou uvedeny v tab. 12 a tab. 13.

Tab. 12. Systém zdrojů hluku tahače LIAZ 230.551

OZNAČENÍ ZDROJŮ DLE OBR. 13	POPIS ZDROJE HLUKU A NEJDŮLEŽITĚJŠÍ MOŽNÉ PŘÍČINY
R	zdroje hluku, které vyzařují především horní částí motoru směrem vzad : - hlavy válců,
S	zdroje hluku, které vyzařují především z horní části motoru do stran : - blok motoru, - vstřikovací čerpadlo, - kompresor, - výfukové sběrné potrubí, - sací potrubí,
T	zdroje hluku, které vyzařují především ze středu motoru směrem dolů : - klikový hřídel, - střední část spodního víka motoru,
U	zdroje hluku, které vyzařují především z přední části motoru směrem dolů : - klikový hřídel, - rozvodové soukolí, - olejová vana motoru,
V	zdroje hluku, které vyzařují především přední částí motoru : - chladicí ventilátor,
W	zdroje hluku, které vyzařují především z motoru směrem nahoru : - hlavy válců,

X	zdroje hluku, které vyzařují především z prostoru převodovky směrem nahoru : - převodovka,
Y	zdroje hluku, které vyzařují především z prostoru převodovky směrem dolů : - převodovka,
Z	zdroje hluku, které vyzařují především koncovkou výfukového systému : - výfukové plyny,
ZZ	všechny zdroje, které vyzařují jinými cestami než výše uvedené zdroje. Tyto zbytkové zdroje není možno z konstrukčních, provozních nebo jiných důvodů krytovat, - pneumatiky, - zadní náprava, - plášť výfukového systému, - aerodynamický hluk.

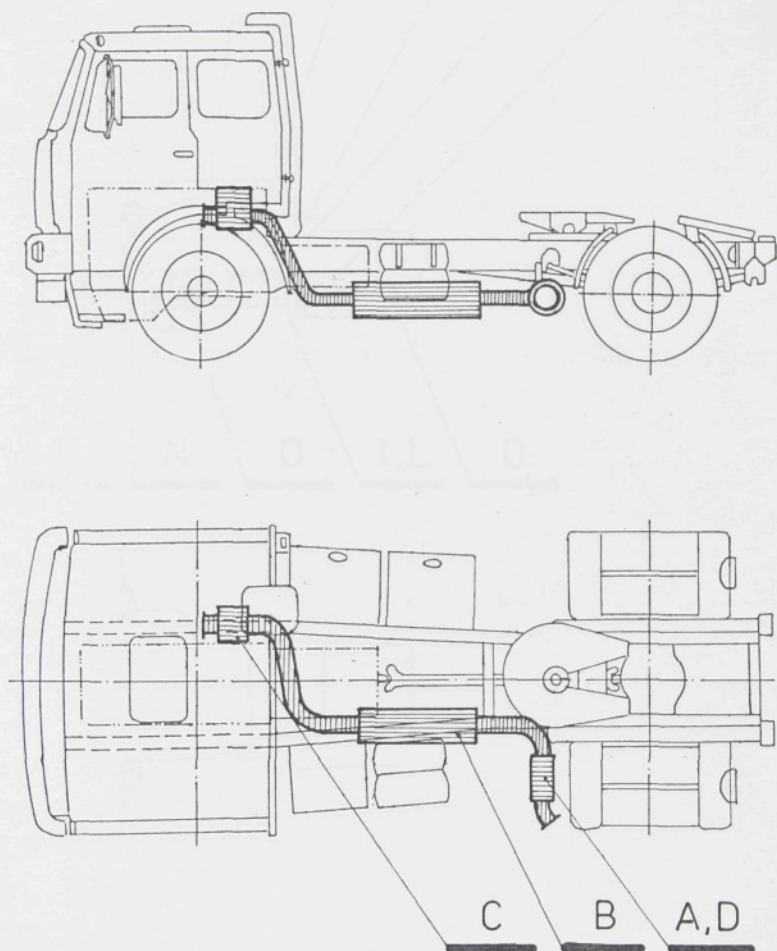
Tab. 13. Protihlukové zásahy na vozidle LIAZ 230.551

OZNAČENÍ DLE OBR. 13	POPIS ZÁSAHU	
K R Y T O V Á N Í		
E	Kryt nad převodovkou nosný plech + IZOMAT, č. v. 442 87255034 5	1 kryt
F	vylepení krytu motoru IZOMAT,	1 deska
G	kryt pod převodovkou nosný plech + PLASTFORM/ S,	1 kryt
H	kryt pod vanou motoru přední nosný plech + PLASTFORM/ S,	1 kryt
I	pryžová zástěna nad přední nápravou,	1 zástěna
J	úplná zadní kapota nosný plech + IZOMAT, č. v. 442 88833 028 5	1 kapota
K	boční panely na kabině nosný plech + IZOMAT, č. v. 442 87255 027 5	2 panely

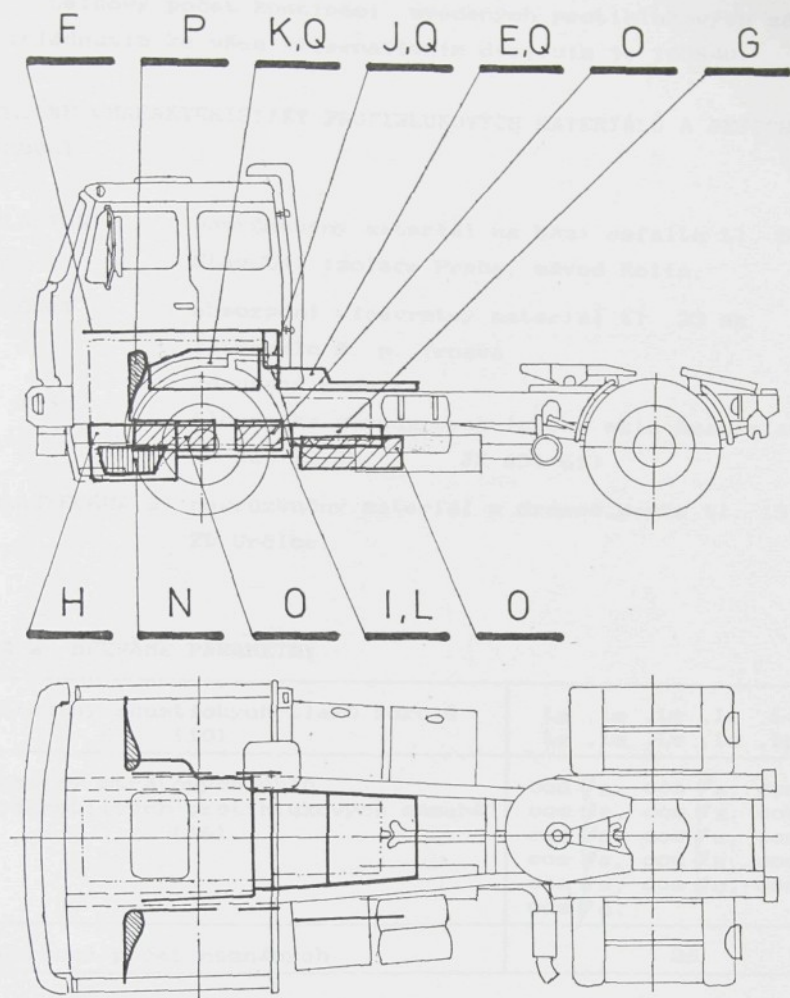
OZNAČENÍ DLE OBR. 13	POPIS ZÁSAHU	
L	kryt pod motorem střední nosný plech + PLASTFORM/ S,	1 kryt
N	antivibrační hmota nanesená na vnější plochy olejové vany,	
O	boční kryty pod rámem ELASTON tl. 15mm, č. v. 442 84 235 274 5 442 84 235 272 5 442 84 235 273 5	5 krytů
P	pryžové podběhové kryty tl. 4mm, č. v. 442 84795 005 442 84795 006	2 kryty
Q	celková vrchní kapotáž nosný plech + PLASTFORM/ S, č. v. 62 - 7 - 5561 62 - 7 - 5485 62 - 7 - 5503	1 celek
R E F L E X N Í A A B S O R P Č N Í T L U M I Č E		
A	absorpční koncovka výfuku, č. v. 442 7591 257 5	1 koncovka
B	tlumič výfuku BAZ, č. v. 62 - 5 - 17746	1 tlumič
C	předtlumič - REZONÁTOR, č. v. 62 - 5 - 17739	1 tlumič
D	absorpční koncovka ø 130 mm,	1 koncovka
O D S T R A N I T E L N Ý Z D R O J		
Š	ventilátor chlazení, pevný nebo ovládaný viskózní spojkou.	

Tab. 14. Rozdělení zdrojů podle počtu vrstev krytí

POČET VRSTEV	ZDROJ
1	R, S, V, W, X, Y,
2	T, U,
3	Z.



Obr. 14. Umístění protihlukových zásahů na vozidle
- výfukový systém



Obr. 15. Umístění protihlukových zásahů na vozidle

Dále jsou na vozidle zdroje (T, W, Z), které jsou kryty alternativními dvojicemi krytů : A-D, I-L, J,K-Q.

Celkový počet kombinací uvedených protihlukových zásahů s přihlédnutím ke všem alternativním dvojicím je 163840.

STRUČNÉ CHARAKTERISTIKY PROTIHLUKOVÝCH MATERIÁLŮ A JEJICH VÝROBCI :

- ELASTON : neprůzvučný materiál na bázi asfaltu tl. 5 mm
Stavební izolace Praha, závod Kolín,
- IZOMAT : absorpční vícevrstvý materiál tl. 25 mm
Tatrasklo š. p. Trnava
Združený podnik
Slovenské závody technického skla Bratislava,
PN 027-72-88, JK 631 613
- PLASTFORM/ S: neprůzvučný materiál z drcené pryže tl. 15 mm
ZD Určice.

4.2.2. NEZNÁMÉ PARAMETRY

Hladiny akustických tlaků zdrojů (10)	LR ,LS ,LT ,LU ,Lv , Lw ,Lx ,Ly ,Lz ,Lzz .
Kosiny ztrátových úhlů jednotlivých protihlukových zásahů (16)	$\cos \varphi_A, \cos \varphi_B, \cos \varphi_C,$ $\cos \varphi_D, \cos \varphi_E, \cos \varphi_F,$ $\cos \varphi_G, \cos \varphi_H, \cos \varphi_I,$ $\cos \varphi_J, \cos \varphi_K, \cos \varphi_L,$ $\cos \varphi_N, \cos \varphi_O, \cos \varphi_P,$ $\cos \varphi_Q.$
Celkový počet neznámých	26

4.2.3. VARIANTY KRYTÍ ZDROJŮ

Jednotlivé varianty krytí zdrojů vycházejí z /56/ a /57/, které dávají celkem 22 kombinací. Aby bylo možné celý systém řešit, byla mimo toho stanovena a změřena ještě 23. varianta krytí zdrojů. Všechny varianty vyhovují podmínce (4.21) a jejich konkrétní podoba je zřejmá z kapitoly 4.2.4.

4.2.4. POUŽITÁ TECHNIKA A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Zvukoměr : Brüel & Kjaer 2209 s příslušenstvím,
v.č. 496513

Hladinový zapisovač : ROBOTRON 02060.

Tato aparatura je majetkem vývojového oddělení s. p. LIAZ
v Mnichově Hradišti.

Měření vnějšího hluku bylo provedeno dle metodiky
EHK č. 51 v období 6.5. až 19.10.1988 na asfaltovém zkušebním
úseku v Mladé Boleslavi. Jako vstupní hodnoty pro výpočtovou
část této práce byly zaznamenávány maximální hladiny hluku na
6. převodový stupeň z levé strany vozidla, což odpovídá
podmínkám nejvyšší hlučnosti při všech měřených variantách.
Povětrnostní podmínky, hluk pozadí i akustické vlastnosti
měřicího úseku byly v souladu s EHK č. 51. Vozidlo bylo v
předepsaném technickém stavu, řádně seřízeno a zahřáto na
provozní teplotu.

$$(P_{HO}^M)^2 - (P_{H1}^M)^2$$

$$L_{HO}^M$$

$$L_{H1}^M$$

$$[dB(A)]$$

$$[dB(A)]$$

$$R \equiv$$

$$\approx$$

$$-$$

$$(4.35),$$

$$\begin{bmatrix} 1.147542 \times 10^8 \\ 1.580483 \times 10^8 \\ 1.892681 \times 10^8 \\ 1.740171 \times 10^8 \\ 2.038326 \times 10^8 \\ 2.108660 \times 10^8 \\ 2.108660 \times 10^8 \\ 2.837749 \times 10^8 \\ 2.498345 \times 10^8 \\ 2.177408 \times 10^8 \\ 2.498345 \times 10^8 \\ 2.498345 \times 10^8 \\ 2.437079 \times 10^8 \\ 2.729784 \times 10^8 \\ 1.892681 \times 10^8 \\ 2.244584 \times 10^8 \\ 2.374387 \times 10^8 \\ 2.837749 \times 10^8 \\ 2.990654 \times 10^8 \\ 2.940855 \times 10^8 \\ 2.558222 \times 10^8 \\ 2.374387 \times 10^8 \\ 2.889891 \times 10^8 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 87.1 \\ 87.1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 86.0 \\ 85.5 \\ 85.1 \\ 85.3 \\ 84.9 \\ 84.8 \\ 84.8 \\ 83.6 \\ 84.2 \\ 84.7 \\ 84.2 \\ 84.2 \\ 84.3 \\ 83.8 \\ 85.1 \\ 84.6 \\ 84.4 \\ 83.6 \\ 83.3 \\ 83.4 \\ 84.1 \\ 84.4 \\ 83.5 \end{bmatrix}$$

$$P \equiv$$

$$(4.36),$$

$$\begin{bmatrix} (\Delta P_A)^2 \\ (\Delta P_B)^2 \\ (\Delta P_C)^2 \\ (\Delta P_D)^2 \\ (\Delta P_E)^2 \\ (\Delta P_F)^2 \\ (\Delta P_G)^2 \\ (\Delta P_H)^2 \\ (\Delta P_I)^2 \\ (\Delta P_J)^2 \\ (\Delta P_K)^2 \\ (\Delta P_L)^2 \\ (\Delta P_M)^2 \\ (\Delta P_N)^2 \\ (\Delta P_O)^2 \\ (\Delta P_P)^2 \\ (\Delta P_Q)^2 \\ (\Delta P_{A,B})^2 \\ (\Delta P_{A,B,C})^2 \\ (\Delta P_{B,C})^2 \\ (\Delta P_{A,C})^2 \\ (\Delta P_{H,N})^2 \\ (\Delta P_{O,L})^2 \end{bmatrix}$$

Jednotlivé řádky matice V značí jednotlivé varianty krytí zdrojů. Čtvercová matice V je řádu 23×23 , což odpovídá počtu neznámých této soustavy. Dle (4.18) by počet neznámých pro tuto soustavu mohl dosáhnout až :

pro jednovrstvé krytí	6 (+ 3 alternativní),
pro dvojevrstvé krytí	2×3 ,
pro trojevrstvé ktytí	7,
pro odstranitelný zdroj	1,
celkem tedy :	23.

Soustava je tedy plně využita.

Celkový počet neznámých je 26, ovšem soustava (4.19) je pouze částečným řešením, které vzhledem k platnosti (4.9) redukuje počet neznámých o akustické tlaky zdrojů. K neznámým však přibývají akustické ztráty vícevrstvého krytí (viz kap. 4.1.).

Každý sloupec matice (4.34) přísluší určitému protihlukovému zásahu, pokud je prvek sloupce 1 je zásah v určité variantě (řádku) aplikován, pokud je 0, zásah aplikován není. Řádky 1 až 22 jsou jednotlivé varianty z /56/ a /57/, řádek 23 je speciálně měřen. Oproti /56/ a /57/ je v řádku 22 změna, kdy bylo ve stávající variantě dodatečně měřeno vozidlo s úpravou D, což není v pramenech zaznamenáno. Protihlukové opatření $\$$ je určitým způsobem pro tuto soustavu speciální, neboť zde platí, že :

$$\Delta p_{\$} = p_v^M, \quad (4.37)$$

tedy ztráta RMS akustického tlaku na myšlené překážce $\$$, realizované vypnutím zdroje je rovna přímo RMS akustického tlaku signálu způsobeného tímto zdrojem. V tomto případě se jedná o zdroj V, tedy ventilátor.

Vektor R obsahuje prvky, které byly získány výpočtem dle (4.19). Konkrétně to znamená, že od čtverce RMS akustického tlaku vozidla v základním stavu byly odečítány čtverce RMS akustického tlaku vozidla s krytím podle jednotlivých variant. Prakticky se jedná o energetický rozdíl dvou vektorů $L_{M0}^M - L_{M1}^M$ (4.35). Vektor L_{M1}^M je tedy vektorem naměřených hodnot v dB(A).

Za prvky vektorů L_{M0}^M a L_{M1}^M lze obecně dosadit hladiny vnějšího hluku vozidla v jakékoliv poloze v měřeném úseku a na jakékoliv frekvenci a také na jakémkoliv převodovém stupni

z libovolné strany vozidla. V tomto případě byly dosazeny celkové maximální hladiny vnějšího hluku vážené váhovým filtrem A z levé (hlučnější) strany vozidla na 6. převodový stupeň. Předpokladem je, že tato maximální hladina byla dosažena vždy ve stejné poloze vozidla, což s dostatečnou přesností vyhovuje. Prvky vektorů L_{M0}^M a L_{M1}^M byly získány průměrováním z 10 naměřených hodnot (/56/ a /57/ obsahuje pouze první tři hodnoty). Z řady měření ve vývojové zkušební LIAZ vyplynulo, že hodnoty vnějšího hluku jsou naměřeny a odečteny (z hlukoměru Brüel & Kjaer typ 2209) s přesností ± 0.3 dB ($\zeta = 0.1$), což spolu s (4.20) vedlo k úpravám naměřených hodnot do konečné podoby vektoru L_{M0}^M a L_{M1}^M tak, aby všechny výsledné hodnoty $\Delta p_i > 0$. Tato nepřesnost je souhrou více okolností, především chyb způsobených řidičem a odečtem z hlukoměru. Podle (4.20) pro p_{M1}^M platí interval: $< 0.923 \cdot (p_{M1}^M)^2; 1.084 \cdot (p_{M1}^M)^2 >$.

Soustava rovnic (4.19) byla řešena v prvním kroku Gaussovou eliminací pro první odhad řešení a dále iterační metodou se zpětnou kontrolou dosazením a úpravami pro dosažení kladných výsledných hodnot dle výše uvedených zásad.

VÝSLEDEK VÝPOČTU :

$$P \equiv \begin{bmatrix} (\Delta PA) &)^2 \\ (\Delta PB) &)^2 \\ (\Delta PC) &)^2 \\ (\Delta PD) &)^2 \\ (\Delta PE) &)^2 \\ (\Delta PF) &)^2 \\ (\Delta PG) &)^2 \\ (\Delta PH) &)^2 \\ (\Delta PI) &)^2 \\ (\Delta PJ) &)^2 \\ (\Delta PK) &)^2 \\ (\Delta PL) &)^2 \\ (\Delta P_S) &)^2 \\ (\Delta PN) &)^2 \\ (\Delta PO) &)^2 \\ (\Delta PP) &)^2 \\ (\Delta PQ) &)^2 \\ (\Delta PA,B) &)^2 \\ (\Delta PA,B,C) &)^2 \\ (\Delta PB,C) &)^2 \\ (\Delta PA,C) &)^2 \\ (\Delta PH,N) &)^2 \\ (\Delta PO,L) &)^2 \end{bmatrix} \equiv \begin{bmatrix} 1.621810 \times 10^7 \\ 3.326864 \times 10^7 \\ 3.630778 \times 10^7 \\ 0.269154 \times 10^7 \\ 6.165947 \times 10^7 \\ 0.389045 \times 10^7 \\ 4.073803 \times 10^7 \\ 3.090294 \times 10^7 \\ 7.413111 \times 10^7 \\ 0.204174 \times 10^7 \\ 3.162275 \times 10^7 \\ 4.073803 \times 10^7 \\ 2.630265 \times 10^7 \\ 3.019953 \times 10^7 \\ 3.235936 \times 10^7 \\ 3.162275 \times 10^7 \\ 3.162275 \times 10^7 \\ 0.162181 \times 10^7 \\ 0.039625 \times 10^7 \\ 0.812830 \times 10^7 \\ 0.396246 \times 10^7 \\ 0.776247 \times 10^7 \\ 1.202266 \times 10^7 \end{bmatrix}, \quad (4.38)$$

Dále lze přímo podle (4.22) a (4.23) určit hodnoty ztrátových úhlů u vícevrstvého krytí :

$$\cos^2 \varphi_B = \frac{(\Delta_{PA,B})^2}{(\Delta_{PA})^2} = \frac{(\Delta_{PA,B,C})^2}{(\Delta_{PA})^2 \cdot (\cos \varphi_C)^2},$$

$$\cos^2 \varphi_C = \frac{(\Delta_{PA,C})^2}{(\Delta_{PA})^2} = \frac{(\Delta_{PB,C})^2}{(\Delta_{PB})^2} =$$

$$= \frac{(\Delta_{PA,B,C})^2}{(\Delta_{PA})^2 \cdot (\cos \varphi_B)^2},$$

$$\cos^2 \varphi_N = \frac{(\Delta_{PH,N})^2}{(\Delta_{PH})^2},$$

$$\cos^2 \varphi_L = \frac{(\Delta_{PO,L})^2}{(\Delta_{PO})^2},$$

$$(\rho_V^M)^2 = (\Delta_{p_s})^2,$$

$$L_v = 10 \cdot \log(\rho_V^M)^2.$$

Tab. 15. Konečné výsledky po první etapě

$\cos \varphi_B$	=	0.316
$\cos \varphi_C$	=	0.157
$\cos \varphi_L$	=	0.610
$\cos \varphi_N$	=	0.501
L_v	=	74.2 dB(A)

4.2.6. ŘEŠENÍ II. SOUSTAVY ROVNIC

Soustava (4.28) má v tomto případě na základě řešení soustavy (4.19) z kapitoly 4.2.5. tuto podobu :

$M \equiv$

submatice zdrojů										submatice ztrátových úhlů											
R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	ZZ	φ_A	φ_D	φ_E	φ_F	φ_G	φ_H	φ_I	φ_J	φ_K	φ_O	φ_P	φ_Q
0	0	1	1	1	0	0	1	0	1	a	0	e	f	0	0	0	j	k	0	0	0
0	0	1	1	1	0	0	0	0	1	a	0	e	f	g	0	0	j	k	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0	0	0	1	a	0	e	f	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	d	e	f	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0	0	C _B	1	ab	0	e	f	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0	0	C _C	1	ac	0	e	f	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	0	0	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h	i	j	k	0	0	0
1	0	0	1	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	0	i	0	k	0	0	0
0	0	0	0	1	0	1	0	C _{BC}	1	abc	0	0	f	g	h	i	j	k	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h	i	j	0	0	0	0
0	0	C _L	0	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	C _L	0	1	1	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	0	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	C _L	0	0	1	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	0	g	h	0	j	k	0	0	0
0	0	1	C _N	0	1	0	1	C _{BC}	1	abc	0	e	0	0	0	0	j	k	0	0	0
0	0	0	C _N	0	1	0	1	C _{BC}	1	abc	0	e	0	0	0	0	j	k	σ	0	0
0	0	1	C _N	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	0	0	0	0	σ	0	p
0	0	C _L	C _N	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h _n	0	0	0	0	p	q
0	0	C _L	C _N	1	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h _n	0	0	0	σ_1	p	q
0	0	C _L	C _N	0	0	0	0	C _{BC}	1	abc	0	e	f	g	h _n	0	0	0	σ_1	0	q
0	0	0	1	1	0	0	0	C _C	1	bc	0	e	f	g	0	0	0	0	σ	p	q
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

(4.39),

kde značí :

$$\begin{aligned}
 C_B &- (\cos \varphi_B)^2, \\
 C_C &- (\cos \varphi_C)^2, \\
 C_{BC} &- (\cos \varphi_B)^2 \cdot (\cos \varphi_C)^2, \\
 C_L &- (\cos \varphi_L)^2, \\
 C_N &- (\cos \varphi_N)^2,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a &- (\Delta P_A)^2, \\
 d &- (\Delta P_D)^2, \\
 e &- (\Delta P_E)^2, \\
 f &- (\Delta P_F)^2, \\
 g &- (\Delta P_G)^2, \\
 h &- (\Delta P_H)^2, \\
 i &- (\Delta P_I)^2, \\
 j &- (\Delta P_J)^2, \\
 k &- (\Delta P_K)^2, \\
 \sigma &- (\Delta P_O)^2, \\
 p &- (\Delta P_P)^2, \\
 q &- (\Delta P_Q)^2,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 ab &- (\Delta P_{A,B})^2, \\
 abc &- (\Delta P_{A,B,C})^2, \\
 ac &- (\Delta P_{A,C})^2, \\
 bc &- (\Delta P_{B,C})^2, \\
 h_n &- (\Delta P_{H,N})^2, \\
 \sigma_1 &- (\Delta P_{O,L})^2.
 \end{aligned}$$

varianta 23 byla nahrazena variantou 0, tedy základním stavem vozidla, který značí pouhý součet všech nekrytých zdrojů hluku.

Vektor naměřených hodnot Z (4.40) obsahuje naměřené a zpřesněné výsledné naměřené hodnoty ve čtvercích RMS akustických tlaků dělených čtvercem vztažné hodnoty ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa).

Vektor neznámých hodnot r má dvě části. V první jsou všechny zbývající neznámé hodnoty $(\Delta p_i)^2$ a v druhé zbývající neznámé hodnoty ztrátových úhlů φ_j ve tvaru $1/\tan^2 \varphi_j$ (4.27).

Obsazení prvků matice koeficientů M (4.39) je na základě jednotlivých variant ve struktuře matice V (4.35) následující :

- pokud není zdroj tlumen, je ve zdrojové části matice M v dané variantě (řádku) ve sloupci tohoto zdroje 1,
- pokud je zdroj tlumen v jedné vrstvě, je v submatici zdrojů matice M v dané variantě (řádku) ve sloupci tohoto zdroje 0 a v submatici ztrátových úhlů matice M ve sloupci příslušného protihlukového zásahu hodnota $(\Delta p_i)^2$,
- pokud je zdroj tlumen ve více vrstvách, je v submatici zdrojů matice M v dané variantě (řádku) ve sloupci tohoto zdroje součin čtverců kosinů ztrátových úhlů protihlukových zásahů bližších zdroji a v submatici ztrátových úhlů matice M je ve sloupci příslušného protihlukového zásahu buď známá hodnota $(\Delta p_{i,1,\dots,i-1})^2$, pokud je zdroj kryt také poslední vrstvou l_i nebo 0, pokud je zdroj kryt jen vrstvami $1 \div (l_i - 1)$.

Soustava (4.28) byla řešena pouze iterační metodou vzhledem k tomu, že jednotlivé neznámé jsou jak řádu 10^8 (čtverce RMS akustických tlaků jednotlivých zdrojů), tak řádu až 10^{-3} (pro převrácené hodnoty čtverců tangent ztrátových úhlů). Z tohoto důvodu nebyla ani zkoumána podmínka lineární nezávislosti jednotlivých rovnic soustavy (4.28). V první kroku byl proveden odhad výsledných hodnot, který byl v dalších krocích upřesňován.

Na závěr bylo konečné řešení kontrolováno dvěma způsoby :

- A) dosazením do soustavy (4.28), což odpovídalo poslednímu iteračnímu kroku,
 - B) dosazením do obecných rovnic sestavených dle (4.8).
- Cílem kontroly bylo dosáhnout stavu, kdy se vypočítané hladiny dle A a B maximálně blíží hodnotám vektoru Z .

4.2.7. KONEČNÉ VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

Tab. 16. Hladiny hluku zdrojů a kosiny ztrátových úhlů protihlukových zásahů tahače LIAZ 230.551

Obr. 13	OZNAČENÍ ZDROJE	dB(A)
R	MOTOR VZAD	74.6
S	MOTOR DO STRAN	76.1
T	MOTOR DOLŮ	78.5
U	OLEJOVÁ VANA MOTORU	76.1
V	CHLADICÍ VENTILÁTOR	74.2
W	MOTOR NAHORU	74.3
X	PŘEVODOVKA NAHORU	75.1
Y	PŘEVODOVKA DOLŮ	75.8
Z	KONCOVKA VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU	75.7
ZZ	OSTATNÍ ZDROJE	81.8

obr. 13	STRUČNÝ POPIS ZÁSAHU	$\cos \varphi$
A	ABSORPČNÍ KONCOVKA	0.74
B	TLUMIČ VÝFUKU	0.32
C	REZONÁTOR	0.16
D	ABSORPČNÍ KONCOVKA $\varnothing$ 130 mm	0.82
E	KRYT NAD PŘEVODOVKOU	0.42
F	IZOMAT NA KRYTU MOTORU	0.68
G	KRYT POD PŘEVODOVKOU	0.41
H	KRYT POD OLEJOVOU VANOU	0.49
I	PRYŽ NAD PŘEDNÍ NÁPRAVOU	0.55
J	ZADNÍ KAPOTA	0.52
K	BOČNÍ PANELE NA KABINĚ	0.48
L	KRYT POD MOTOREM	0.61
N	ANTIVIBRAČNÍ HMOTA NA OLEJOVÉ VANĚ	0.50
O	BOČNÍ KRYTY POD RÁMEM	0.71
P	PRYŽOVÉ PODBĚHOVÉ KRYTY	0.56
Q	CELKOVÁ VRCHNÍ KAPOTÁŽ	0.51

Hladiny hluku vyjmenovaných zdrojů platí jen a jenom pro zástavbu v daném vozidle LIAZ 230.551 ve variantě 0, zdroje jsou tedy již částečně kryty přirozenými překážkami (kabina řidiče, rám, kola atd.) a jejich akustická energie je tedy částečně redukována. Tyto vypočtené hodnoty jsou hladiny hluku, které by byly naměřeny mikrofonom v poloze dle EHK č. 51 (7.5m od osy vozidla ve výšce 1.2m nad zemí).

Tab. 17. Výsledky kontroly řešení v dB(A)

VARIANTA	NAMĚŘENÁ A UPŘESNĚNÁ HLADINA	KONTROLA ad A	KONTROLA ad B
1	86.0	85.7	85.8
2	85.5	85.4	85.5
3	85.1	85.0	85.1
4	85.3	84.8	85.1
5	84.9	84.8	84.8
6	84.8	84.7	84.8
7	84.8	84.7	84.8
8	83.6	84.1	84.0
9	84.2	85.0	84.8
10	84.7	84.4	84.4
11	84.2	84.6	84.5
12	84.2	84.0	84.1
13	84.3	84.4	84.3
14	83.8	83.9	83.9
15	85.1	85.1	85.1
16	84.6	84.5	85.1
17	84.4	84.9	84.5
18	83.6	84.3	83.6
19	83.3	84.5	83.4
20	83.4	83.8	83.2
21	84.1	-	83.8
22	84.4	84.8	84.5
23	83.5	-	83.9
0	87.1	86.9	86.9

4.2.8. ROZBOR VÝSLEDNÝCH HODNOT

V tabulce 16 jsou uvedeny všechny výsledné hodnoty hladin hluku zdrojů tahače LIAZ 230.551 a kosiny ztrátových úhlů jednotlivých protihlukových zásahů. Tyto hodnoty platí pro podmínky popsané v kapitole 4.2.4. Pokud by bylo žádoucí získat komplexnější informace, musely by být k dispozici údaje o hluku pro různé polohy vozidla a pro různé frekvence, jak to popisuje např. /72/ a v každé z těchto poloh a frekvenčním pásmu provést výpočet dle kapitoly 4.1. Vzhledem k tomu, že při experimentu, který byl podkladem pro předvedený výpočet, byla k dispozici aparatura uvedená v kapitole 4.2.4., nebylo toto komplexní měření možné.

K výhodám předložené metody je možné zařadit především :

- 1) nedestruktivní zkoumání akustického modelu soustavy,
- 2) řešení daného problému v situaci, která je z určitého důvodu důležitá (daná homologačním předpisem, nejčastějším režimem provozu, zvláštní polohou systému, omezenými možnostmi krytí atd.),
- 3) s pomocí vypočtených hladin hluku zdrojů a kosinů ztrátových úhlů je možné dle (4.8) stanovit celkové hladiny hluku pro zcela obecné kombinace protihlukových zásahů,
- 4) metoda nevyžaduje žádné speciální přístroje a lze ji použít v podmínkách běžné technické praxe.

Jak plyne z tab. 17, jsou výsledky měření zatíženy určitou chybou, která má tyto důvody :

- vstupní hodnoty (vektor Z) byly změřeny s přesností, kterou lze dosáhnout při individuálním odečtu z analogové stupnice přístroje Brüel & Kjaer typ 2209,
- subjektivní chybu vnášel do měření řidič, který nerealizoval jednotlivé průjezdy stejně,
- technický stav vozidla se v průběhu měření změnil (vozidlo bylo v záběhu),
- měnily se akustické vlastnosti okolního prostředí (kolísající teplota vzduchu, barometrický tlak, rychlost a směr větru atd.),
- měření hluku jedné varianty bylo provedeno maximálně 10-krát, což bylo kompromisem pro větší množství naměřených hodnot a únosné náklady na provedení zkoušky,
- akustický model vozidla zjednodušil jinak komplikovanou soustavu zdrojů a cest šíření hluku na tahači,
- iterační metoda řešení soustav rovnic pracuje s určitou chybou,
- při zaokrouhlování hladin na jedno desetinné místo se zkresluje hodnota v absolutních jednotkách atd.

Určitým nedostatkem řešení je málo uplatněný statistický přístup k naměřeným i vypočteným hodnotám, který je dán omezeným množstvím naměřených hodnot, plynoucím z provozních a ekonomických podmínek experimentu.

I přes tyto nepříznivé vlivy je možné předpokládat, že vypočtené hodnoty se blíží hodnotám skutečným a dávají informaci o chování zvolených zdrojů hluku na popsaném tahači.

Tab. 18. Stanovení hladin hluku větších celků

		[dB(A)]							
	MOTOR DO STRAN MOTOR NAHORU MOTOR VZAD	76.1 74.3 74.6	79.8		83.2	83.7	84.8	85.7	87.1
	MOTOR DOLŮ OLEJOVÁ VANA	78.5 76.1							
	VENTILÁTOR	74.2							
	PŘEVODOVKA NAHORU PŘEVODOVKA DOLŮ	75.1 75.8	78.5						
	KONCOVKA V. S.	75.7							
	OSTATNÍ ZDROJE	81.8							

Tab. 19. Rozdělení zdrojů hluku podle jednotlivých poloh

		[dB(A)]			
	MOTOR VZAD MOTOR DO STRAN MOTOR NAHORU PŘEVODOVKA NAHORU	74.6 76.1 74.3 75.1	81.1	84.8	87.1
	VENTILÁTOR	74.2			
	MOTOR DOLŮ OLEJOVÁ VANA PŘEVODOVKA DOLŮ	78.5 76.1 75.8	81.7		
	KONCOVKA V. S.	75.7			
	OSTATNÍ ZDROJE	81.8			

Tab. 20. Celkový hluk hlavních zdrojů

ZDROJ	[dB(A)]	% AKUSTICKÉ ENERGIE
MOTOR + VENTILÁTOR	83.7	47.5
PŘEVODOVKA	78.5	14.3
KONCOVKA V. S.	75.7	7.5
OSTATNÍ ZDROJE	81.8	30.7

Tab. 21. Celkový hluk vyzařovaný z jednotlivých poloh

POLOHA	[dB(A)]	% AKUSTICKÉ ENERGIE
MOTOR + PŘEVODOVKA NAD RÁMEM	81.1	26.2
VENTILÁTOR	74.2	5.4
MOTOR + PŘEVODOVKA POD RÁMEM	81.7	30.2
KONCOVKA V. S.	75.7	7.5
OSTATNÍ ZDROJE	81.8	30.7

V tab. 18 až 21 je provedeno sloučení jednotlivých podzdrojů do větších celků (motor, převodovka) a do dvou základních skupin - zdroje nad rámem a zdroje pod rámem, což je významné především při návrhu protihlukových zásahů. Vzhledem k poloze chladicího ventilátoru a pryžového podběhového krytu, který jej v daném modelu kryje, nelze přesněji určit, jaká část akustické energie způsobené ventilátorem se šíří z prostoru nad a pod rámem.

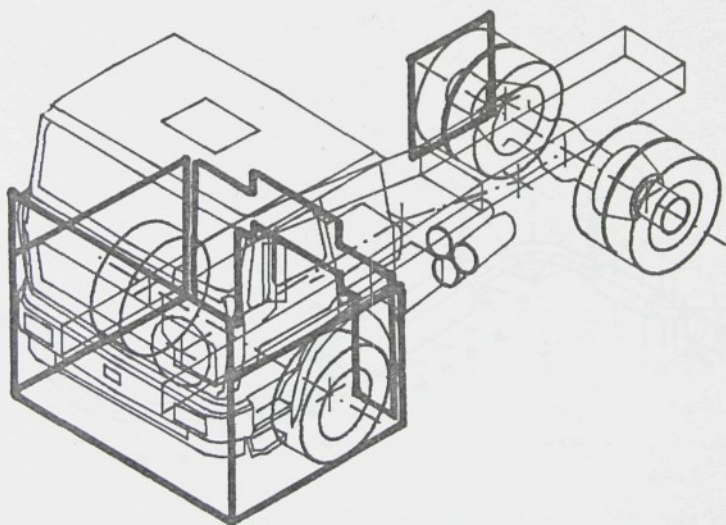
Z naměřených hodnot na závěr plyne :

- 1) z celku MOTOR + PŘEVODOVKA je směrem nad rám vyzařováno 46.6 % akustické energie a směrem pod rám 53.4 % akustické energie,
- 2) ze zdrojů, které je možno krytovat je nejhlučnější MOTOR, dále následuje PŘEVODOVKA, KONCOVKA VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU a CHLADICÍ VENTILÁTOR,
- 3) OSTATNÍ (zbytkové) zdroje jsou jako celek dominantní při emisi celkového hluku z tahače,
- 4) limitní hodnota vnějšího hluku 84 dB(A) byla dodržena ve variantách 8, 14, 18, 19, 20 a 23 (4.35), tato hranice je tedy bez větších obtíží dosažitelná,
- 5) vzhledem k hladině hluku CELKOVÝCH zdrojů 81.8 dB(A) není, bez toho aby byly tlumeny, možné dosáhnout hladinu hluku tahače 80 dB(A),
- 6) jako nejúčinnější se jeví protihlukové kryty s materiálem PLASTFORM /S (nízká hodnota $\cos$),
- 7) jako nejúčinnější tlumicí prvek ve výfukovém systému se jeví jednoznačně REZONÁTOR ($\cos = 0.16$).

5. MĚŘENÍ INTENZITY HLUKU

V tab. 16 až tab. 21 jsou uvedeny výsledky výpočtu hladin akustického tlaku namodelovaných zdrojů na základě naměřených hodnot. I přes uvedené nedostatky dávají tyto výsledky informaci o rozložení jednotlivých zdrojů a vzhledem k poloze protihlukových zásahů je možné odhadnout i cesty šíření hluku z jednotlivých částí vozidla, ačkoliv popsaná metoda tyto cesty přímo neřeší. Pro získání dalších informací o vozidle jako soustavě zdrojů hluku bylo na témže tahači popsaném v kapitole 4.2. provedeno měření intenzity hluku a akustického výkonu. Vozidlo bylo obklopeno měřicí plochou dle obr. 16 na třech významných místech /58/:

- 1) kolem kabiny řidiče,
- 2) v blízkosti pláště výfukového systému,
- 3) v blízkosti pravého zadního kola.

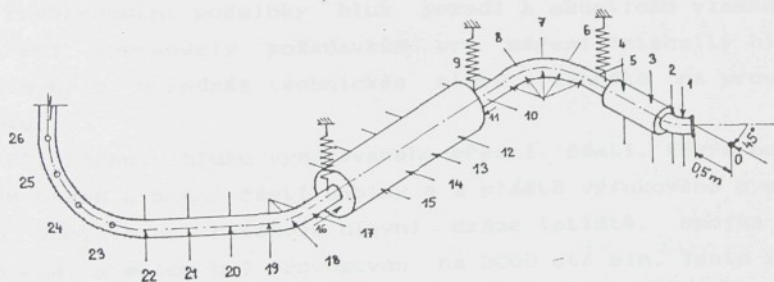


Obr. 16. Měřicí plochy na vozidle

Každá z těchto hlavních ploch byla vzdálena od vozidla 0.1 m a rozdělena na síť menších ploch 0.2 x 0.2 m. U pláště výfukového systému byla intenzita měřena ve vzdálenosti 0.15 m od povrchu systému (aby nebyla sonda tepelně namáhána) v protilehlých bodech v horizontální rovině. Jednotlivé měřicí body jsou naznačeny na obr.17. Tato měřicí místa jsou rozložena rovnoměrně podél osy výfukového systému s rozestupem 0.2 m.

Tab. 22. Celkové plochy ve kterých byl stanoven akustický výkon [m²]

ČÁST VOZIDLA	CELKOVÁ PLOCHA	PLOCHA POD RÁMEM	PLOCHA NAD RÁMEM
PŘEDNÍ ČÁST KABINY	5.20	2.30	2.30
LEVÝ BOK KABINY	3.08	2.20	0.88
PRAVÝ BOK KABINY	3.08	2.20	0.88
ZADNÍ ČÁST KABINY	1.92	0.96	0.96
PRAVÉ ZADNÍ KOLO	1.00	-	-
VÝFUKOVÝ SYSTÉM	6.76	-	-



Obr. 17. Měřicí body v blízkosti pláště výfukového systému

5.1. POUŽITÁ TECHNIKA A PODMÍNKY MĚŘENÍ

K měření byla použita aparatura k měření intenzity hluku, kterou za tímto účelem zapůjčila firma Brüel & Kjaer Československo s. r. o. :

analyzátor intenzity	Brüel & Kjaer typ 4433 /91/,
sonda pro měření intenzity	Brüel & Kjaer typ 3520 /94/,
grafická znaková tiskárna	Brüel & Kjaer typ 2318,
modulový přesný zvukoměr	Brüel & Kjaer typ 2231
	s příslušenstvím /84/.

Měření bylo provedeno ve dnech 2.7. až 6.7.1990. Část se uskutečnila na betonové ploše vojenského letiště v Mnichově Hradišti-Hoškovcích, část na válcové brzdě SCHENCK v prostoru vývojových zkušeben LIAZ. Na vozidle byly aplikovány tyto protihlukové zásahy :

- celková vrchní kapotáž Q ,
- kryt nad převodovkou E ,
- kryt pod převodovkou G ,
- boční kryty pod rámem O ,
- pryžové podběhové kryty P ,
- předtlumič - REZONÁTOR C ,
- tlumič výfuku BAZ B ,
- absorpční koncovka výfuku A .

Na vozidle byl namontován pevný chladič ventilátor.)*

Povětrnostní podmínky, hluk pozadí a akustické vlastnosti prostředí vyhovovaly požadavkům pro měření intenzity hluku. Vozidlo bylo v řádném technickém stavu a zahřáté na provozní teplotu.

Při měření hluku vyzařovaného přední částí, levým bokem, pravým bokem a zadní částí kabiny a z pláště výfukového systému stálo vozidlo na betonové hlavní dráze letiště, spojka byla vystavena a motor byl provozován na 2000 ot/ min. Tento režim byl zvolen proto, že bylo nutné, aby byl zdroj (motor) dostatečně silný a také proto, že tyto otáčky je možné udržet

*Tato sestava protihlukových zásahů byla zvolena proto, že se v té době předpokládalo její zavedení do sériové výroby.

stabilně bez zatížení delší dobu. Je zřejmé, že běh motoru bez zatížení na jmenovité otáčky je velmi těžko srovnatelný s podmínkami při zkoušce vnějšího hluku dle EHK č. 51, avšak měření intenzity hluku v mříži dle obr. 16 a obr. 17 by nebylo za podmínek pohybu vozidla možné. Aby mohlo být zkoumáno vyzařování hluku z pohybujícího se kola, bylo vozidlo brzděno na válcové brzdě za podmínek, které se alespoň trochu blíží podmínkám maximální hlučnosti vozidla při akcelerační zkoušce :

- 8. převodový stupeň,
- obvodová rychlost 50 km/h,
- otáčky motoru cca 1360 1/min.

Rozhodující byla při tomto měření obvodová rychlost kol, která je totožná s rychlostí vozidla při nájezdu do měřicího úseku při akcelerační zkoušce. Osmý převodový stupeň byl zvolen proto, aby byl motor při nižších otáčkách méně hlučný. Určitou nevýhodou měření intenzity hluku v blízkosti kola hnací nápravy je fakt, že kinematika pohybu kola je na válcové brzdě odlišná než při skutečné jízdě. Za jízdy je pol pohybu kola v bodě dotyku kola a vozovky, na válcové brzdě je pol pohybu ve středu kola. S vozovkou se kolo stýká v jediné ploše, na válcové brzdě se dvěma plochami. Za nedostatky tohoto měření lze považovat dále fakt že :

- nebyly proměřeny veškeré plochy obklopující vozidlo. Důvodem byla především dlouhá doba měření plynoucí z faktu, že analyzátor má oktávovou filtraci s postupně laditelnou střední frekvencí a příliš dlouhá doba měření by enormně zatěžovala vozidlo (především chladicí systém) a zvyšovala by celkové náklady (hlavně na pohonné hmoty).
- Vzhledem k bezpečnosti při pohybu obsluhy kolem vozidla brzděného na brzdě nebylo možno změřit intenzitu hluku vyzařovaného z převodovky a detailněji se zabývat hlukem hnací nápravy a pneumatik (po poměrně krátké době provozu se pneumatiky silně zahřívaly a při pohybu kolem převodovky zachycení obsluhy otáčejícími se koly hnací nápravy).

5.2. PRŮBĚH MĚŘENÍ

Měření intenzity hluku proběhlo za podmínek popsanych v kapitole 5.1. Analyzátor intenzity zvuku byl nastaven na pásmovou filtraci v oktávách 125 Hz až 8 kHz, což je dáno použitým distančním válečkem $\Delta r = 12$ mm mezi mikrofony intenzitní sondy. Kromě této pásmové filtrace byla měřena i celková hladina intenzity LIN a celková hladina intenzity vážená váhovým filtrem A.

V každém z elementárních čtverců byla intenzita hluku průměrována v čase lineárně po dobu 4 s (na každé oktávě i celkových hladinách) a v prostoru "přetíráním" elementární plochy akustickou sondou. Výsledky měření byly bezprostředně po ukončení měření v každé z elementárních ploch vytištěny na znakové tiskárně.

V průběhu měření byla pravidelně kontrolována reaktivita akustického pole (viz kapitola 3.2.) modulovým impulsním zvukoměrem. Index reaktivity nepřesáhl v žádném z měřených bodů 2 dB a v průměru se pohyboval v rozmezí 0 až 0.7 dB. Určitým omezujícím faktorem byl malý dynamický rozsah analyzátoru intenzity zvuku, který je pouze 40 dB.

Takto získané výsledky byly zpracovány s cílem :

- a) stanovit celkové akustické výkony vyzařované z jednotlivých měřicích ploch obklopujících vozidlo,
- b) vykreslit v těchto měřicích plochách křivky konstantní intenzity hluku, které by odhalily cesty šíření hluku z prostoru vymezeného těmito plochami.

5.3. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Celkové akustické výkony byly stanoveny ve smyslu vztahů (3.21) a (3.22) a převedeny na hladiny akustického výkonu. Tyto hladiny jsou přehledně uvedeny v tab.23 až tab.25. Na základě naměřených hodnot byly dále vykresleny křivky konstantní intenzity hluku v jednotlivých plochách. Vzhledem k nedostupnosti originálního softwaru pro řešení tohoto problému byla úloha řešena náhradním způsobem. Na osobním mikropočítači byly v síti naměřených hodnot stanoveny body příslušné křivky stálé intenzity a ty byly pak ručně propojeny. Na obr.18 až obr.22 je zobrazena situace pro jednotlivé plochy

pro celkovou hladinu A, pro celkovou hladinu LIN a pro hodnoty ve frekvenčních pásmech jsou výsledky uvedeny v příloze 1 až 39.

Tab. 23. Celkové akustické výkony [dB]

MĚŘENÁ PLOCHA	A	LIN	f [Hz]					
			125	250	500	1k	2k	4k
PŘEDNÍ ČÁST	102.2	105.9	100.4	101.0	100.2	98.0	93.1	86.0
LEVÝ BOK	98.5	102.1	97.7	95.6	96.3	93.8	90.6	84.3
PRAVÝ BOK	98.0	101.3	96.7	94.9	95.5	93.8	90.2	83.7
ZADNÍ ČÁST	95.6	99.1	92.3	94.6	94.0	90.4	87.4	81.1
PRAVÉ ZADNÍ KOLO	92.9	95.7	82.8	89.3	91.8	86.3	87.3	80.4
VÝFUKOVÝ SYSTÉM	103.1	105.9	103.7	98.3	99.8	99.8	96.5	89.9

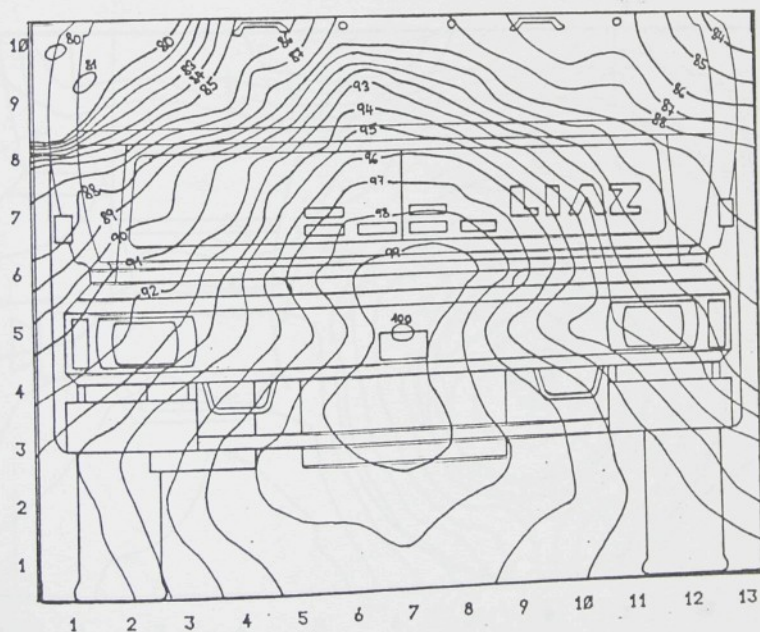
Tab. 24. Celkové akustické výkony vyzařované z prostoru kabiny nad rámem [dB]

MĚŘENÁ PLOCHA	A	LIN	f [Hz]					
			125	250	500	1k	2k	4k
PŘEDNÍ ČÁST	97.1	102.1	97.0	97.3	95.2	92.8	86.6	79.5
LEVÝ BOK	90.9	94.5	90.8	89.3	88.3	86.2	82.5	75.7
PRAVÝ BOK	90.5	94.6	90.4	88.9	87.2	85.8	82.7	76.0
ZADNÍ ČÁST	90.5	95.0	88.6	90.8	88.6	85.8	81.1	74.8

Tab. 25. Celkové akustické výkony vyzařované z prostoru kabiny pod rámem [dB]

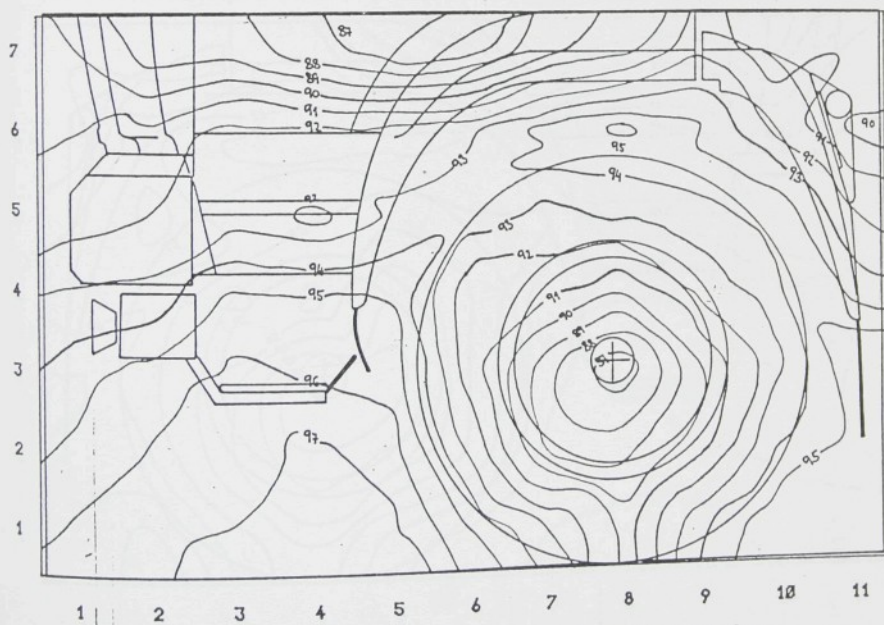
MĚŘENÁ PLOCHA	A	LIN	f [Hz]					
			125	250	500	1k	2k	4k
PŘEDNÍ ČÁST	100.6	103.6	97.8	98.6	98.5	96.4	92.0	84.9
LEVÝ BOK	97.7	101.3	96.7	94.5	95.5	93.0	89.9	83.7
PRAVÝ BOK	97.2	100.2	95.6	93.7	94.8	93.0	89.3	82.9
ZADNÍ ČÁST	94.0	96.9	89.8	92.2	92.5	88.6	86.2	80.0

10	80	78.4	80.6	85.4	86.1	89.3	88.8	88.4	87.4	86.2	86.6	85	83.8
9	69	81.9	84.7	85.9	89.3	93.5	93.4	91.7	89.3	88.3	88.3	86.2	85.5
8	86.9	86.7	89.6	91.4	93.4	95.8	96.2	95.9	93.8	91.6	89.9	89.1	88.4
7	87.2	89.6	90.4	91.9	95.6	97.9	98.1	98	96.8	94.3	91	89.7	88.9
6	89.4	91.5	91.8	94.5	97.2	98.9	99.5	99.7	97.9	95.4	91.9	90.6	89.7
5	91.1	91.9	93.2	94.7	96.3	98	100	98.3	95.7	94	92.8	91.6	90.4
4	92.2	93.3	95.2	96.2	97.8	99.3	99.8	98.3	97.3	96.2	94.6	92.9	91
3	93.6	95	95.9	97.6	98.6	99	99.5	98.9	97.9	96.9	95.6	94.4	93
2	93.3	94.4	96.3	97.7	98.1	98.1	98.3	98	97.6	97.1	96	95.2	94
1	93.2	94	95.5	96.5	97.5	97.7	97.9	97.6	96.9	96.1	95.9	95.8	95.4
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13



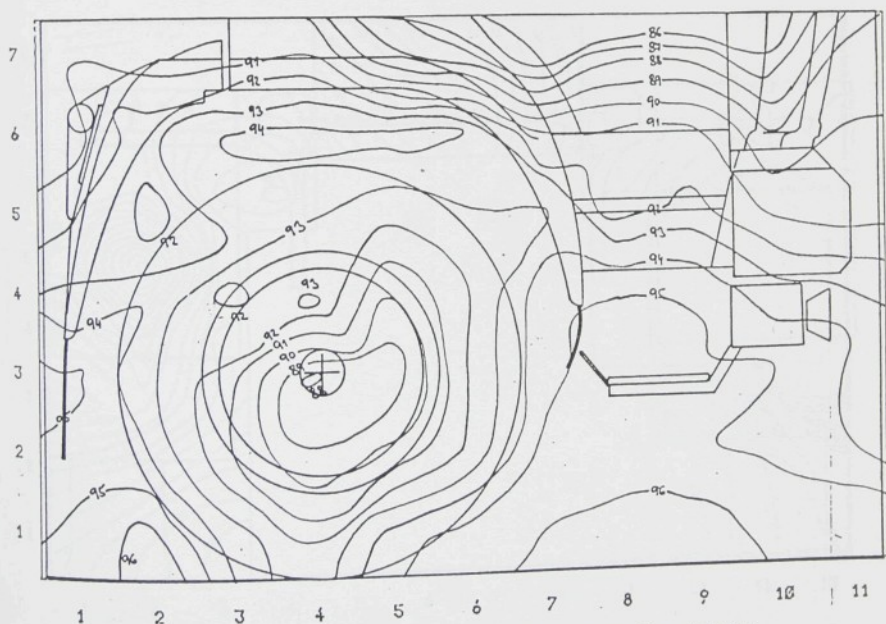
Obr. 18. Křivky konstantní intenzity hluku
PŘEDNÍ ČÁST KABINY - celková hladina A

7	90.2	88.7	88.8	87.6	86.5	86.7	88.9	89.6	91.8	90.4	90.9
6	91	91.3	92.5	92.6	92.6	92.8	94.3	95.1	94.1	91.8	89.9
5	91.5	92	92.5	92	93.1	93.6	92.8	93.3	93.7	94.6	92
4	93.2	93.4	95.2	95	94.9	91.4	91.4	90.3	92.4	93.8	93.5
3	94.7	95.5	96.3	95.9	95.6	91.6	88.4	86.2	90.1	92.7	95.9
2	95.2	96.1	96.4	97.3	96.5	92.8	88.9	88.6	90.5	93.8	95.2
1	96.3	96.9	97.1	97.4	97.3	95.1	93	90.6	93.7	95.8	95.7
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11



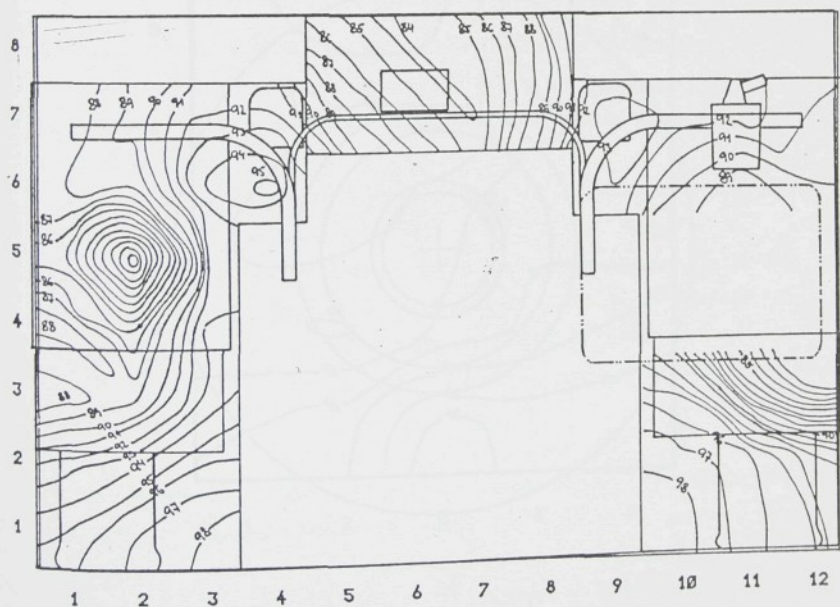
Obr. 19. Křivky konstantní intenzity hluku
LEVÝ BOK KABINY - celková hladina A

7	90.9	90.6	90.7	91.3	88.3	87.3	84.9	87.6	87.4	85.9	89.1
6	90.5	92.7	94.1	94.3	94.3	94	91.1	91.1	91.1	88.9	90
5	91.9	91.4	93.4	93.1	92.3	92.9	93.1	91.6	92.3	90.7	90.1
4	93.3	93.9	91.6	93.1	90	91.9	94.5	94.9	94.8	93.2	92.8
3	95.2	93.2	91.3	88	88.3	92	94.6	95.9	95.3	95	94.4
2	94.7	94.1	91.1	89.2	90.3	92.2	95.3	95.5	95.1	94.7	94
1	95.2	96.4	93.6	91.6	94.5	95.4	96	96.3	96.4	95.6	95.6
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11



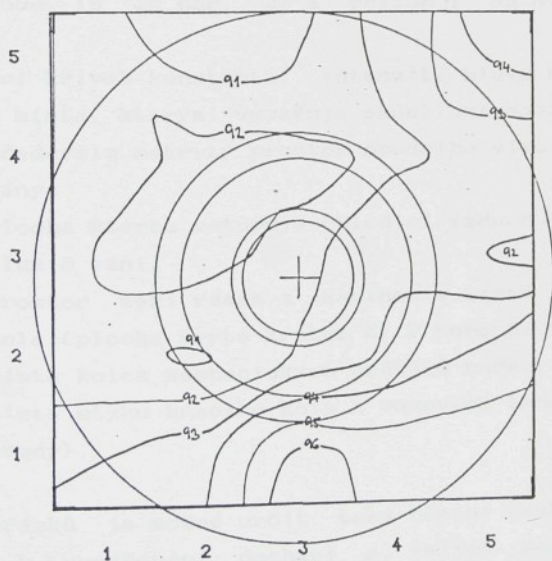
Obr. 20. Křivky konstantní intenzity hluku
PRAVÝ BOK KABINY - celková hladina A

8					86.1	83.9	84.8	88.6				
7	87.2	89.4	92.6	92.6	88.6	85.9	84	89	93.9	92.6	92.5	91
6	88.1	87.9	94	95.3					93.1	90.3	88.3	90
5	85.1	77.4	90.1									
4	89.4	86.2	93.1									
3	87.6	88.8	93							94.7	87.1	81.5
2	92.7	94.1	96.2							97.6	96.4	93.1
1	95.3	97.1	98.1							98.6	96.5	95.1
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12



Obr. 21. Křivky konstantní intenzity hluku
ZADNÍ ČÁST KABINY - celková hladina A

5	91.5	90.7	91	92.3	94
4	91.3	92.4	92.3	91.8	92.3
3	92.2	92.3	91.7	92.8	92
2	91.3	90.9	92.1	93.2	94.1
1	93	93.6	96.3	95.6	95.8
	1	2	3	4	5



Obr. 22. Křivky konstantní intenzity hluku
PRAVÉ ZADNÍ KOLO - celková hladina A

5.4. ROZBOR VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ INTENZITY A AKUSTICKÉHO VÝKONU

Z hodnot uvedených v tab. 23 až tab. 25 plynou tyto hlavní závěry :

- 1) nejvyšší hladiny akustického výkonu byly naměřeny v blízkosti výfukového systému a v blízkosti přední části kabiny řidiče, což lze přičíst :
 - a) největším měřicím plochám (viz tab.22),
 - b) faktu, že mezi měřicí plochou a zdrojem hluku je málo akustických překážek. U výfukového systému není žádná a z přední části vyzařují důležité zdroje cestou vstupu chladicího vzduchu k chladiči a do motorového prostoru.
- 2) Z prostoru pod rámem (do výšky 1 m nad zemí) vyzařuje celkový akustický výkon 104.0 dB(A), což představuje 74.7 % akustické energie, z prostoru nad rámem 99.3 dB(A), což představuje 25.3 % celkové akustické energie vyzařované z měřicích ploch kolem kabiny řidiče. Tedy plné 3/4 energie jsou v tomto stavu vozidla vyzářené z nedostatečně krytého spodku motoru.

Z obr. 18 až obr. 22 a příloh 1 až 39 vyplývají tyto závěry :

- 1) pomocí křivek konstantní intenzity hluku byla lokalizována tato místa, kterými vyzařuje akustická energie z vozidla :
 - a) především nekrytý prostor spodního víka motoru a olejové vany,
 - b) plocha kterou vstupuje chladicí vzduch k chladiči,
 - c) tlumič sání,
 - d) prostor mezi rámem a kabinou v místě podběhu předního kola (plocha krytá krytem K, P nebo částečně Q),
 - e) místa kolem mechanických uzávěrů budky,
 - f) místa styku hnacího kola s vozovkou (popř. bubny válcové brzdy).

Z obrázků je možné určit také hlavní frekvenční pásma, ve kterých k vyzařování dochází a jejich podíl na celkovém akustickém výkonu. Křivky konstantní intenzity dále usnadňují volbu a místo aplikace protihlukových zásahů na vozidle, což přesahuje rámec této práce.

Na tomto místě je nutné ještě jednou připomenout, že tyto výsledky není možné jednoduše srovnat s výsledky v tab. 20 a tab. 21, neboť u popsané metodiky intenzity hluku bylo prováděno měření na místě a za odlišných podmínek než je tomu při akcelerační zkoušce dle EHK č. 51, vozidlo bylo částečně vybaveno protihlukovými kryty a přes převodovku nešel točivý moment.

6. VYBRANÉ ZBYTKOVÉ ZDROJE

Jak vyplývá z tab. 16 a kapitoly 4.2.8. jsou tzv. zbytkové zdroje limitujícím faktorem pro další snižování vnějšího hluku tahače LIAZ 230.551 (všeobecně i ostatních vozidel LIAZ). Pro snížení hladiny vnějšího hluku pod hranici 80 dB(A) je dokonce nevyhnutné se těmito zdroji podrobněji zabývat.

Mezi zbytkové zdroje je možno zařadit především :

- pneumatiky,
- plášť výfukového systému,
- hnací nápravu,
- aerodynamický hluk aj.

Základní vlastností zbytkových zdrojů je to, že je není možné odhlučnit běžnými postupy pro snížení vyzařování akustické energie, které byly použity u zdrojů R až Z. Jsou to zdroje jak rozměrné (plášť výfukového systému, hnací náprava atd.), tak téměř bodové (např. pneumatiky). V některých případech brání jejich jednoduchému odhlučnění samotná funkce těchto zdrojů (pneumatiky) nebo nemožnost jejich bližší lokalizace (aerodynamický hluk).

Ke zbytkovým zdrojům, které je možné považovat za dominantní z hlediska vyzařované akustické energie patří především pneumatiky a plášť výfukového systému, o čemž svědčí mimo jiné i zájem, který je jim věnován v odborné literatuře (např. /28/, /29/, /30/, /31/, /36/, /39/, /44/, /45/ atd.). V poslední části této práce je popsána jedna z možností popisu pneumatik jako zdroje hluku nákladního automobilu.

6.1. HODNOCENÍ HLUČNOSTI PNEUMATIK

Pneumatiky jako zdroj hluku motorového vozidla zaujímají v celém obecném systému těchto zdrojů zvláštní místo, které je dáno především :

- polohou a počtem zdrojů,
- nemožností odstranění zdroje nebo náhrady za alternativní způsob přenosu výkonu na vozovku,
- nemožností dodatečného odhlučnění,
- značnou závislostí akustických vlastností na provozních vlivech (teplota, tlak nahuštění, stupeň opotřebení atd.)
- množstvím alternativ daným širokým sortimentem desénů.

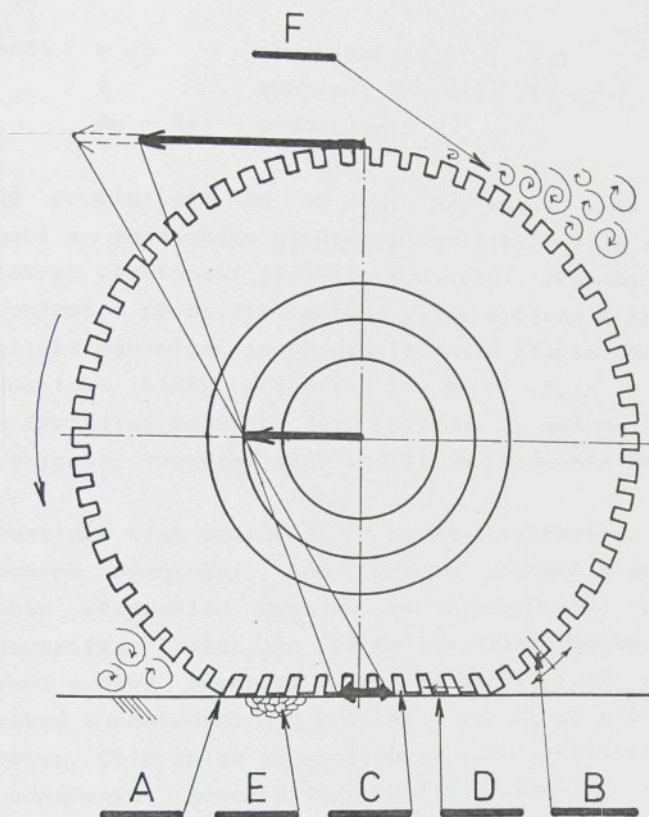
Z toho vyplývá, že je v současné době možná pouze jedna cesta k snížení hluku pneumatik - a tou je nalezení kompromisu mezi požadavky kladenými na provozní vlastnosti a optimální konstrukcí, rozměrem a především desénem pneumatik. Je tedy nutné nalézt vhodné charakteristiky, které by co možná nejpřesněji popisovaly vlastnosti pneumatiky jako zdroje hluku a zároveň umožňovaly jednoduše a rychle vybrat vhodnou pneumatiku pro dané vozidlo.

6.1.1. CHARAKTERISTIKY PRO HODNOCENÍ A VÝBĚR PNEUMATIK

Pro řešení tohoto problému se ukazuje jako nejschůdnější stanovení jednoduché závislosti hluku pneumatik na vhodném provozním parametru vozidla, kterým je v tomto případě, vzhledem k metodice EHK č. 51, jednoznačně rychlost vozidla. Na pneumatice lze vyznačit 6 hlavních podzdrojů hluku, kterými jsou (viz obr. 23) :

- A) hluk způsobený úderem segmentu vzorku o vozovku /29/,
- B) hluk způsobený kmitáním segmentu vzorku v okamžiku ztráty kontaktu s vozovkou /29/,
- C) hluk způsobený stlačením a expanzí vzduchu mezi segmenty vzorku ve stykové ploše pneumatiky a vozovky /29/,
- D) hluk způsobený prokluzem pneumatiky pod působením točivého momentu /29/,

- E) hluk způsobený pohybem částic při deformaci vozovky pod vahou vozidla (u asfaltových a betonových vozovek lze zanedbat),
- F) hluk způsobený vířením vzduchu především v bodě s nejvyšší absolutní rychlostí pneumatiky.



Obr. 23 Hlavní podzdroje hluku pneumatiky

Je zřejmé že chování těchto podzdrojů bude záviset na rozměrech pneumatiky, chemickém složení materiálu pneumatiky, vlastnostech a materiálu vozovky a především na tvaru desénu. Žádnou z těchto veličin nemůže výrobce motorových vozidel přímo ovlivnit a má tedy pouze možnost optimálně zvolit z nabízeného sortimentu pneumatik.

S přihlédnutím k uvedeným skutečnostem a platnosti Weberova-Fechnerova zákona pro psychofyzické děje je možné průběh hluku pneumatik odhadnout ve tvaru :

$$p = \frac{(A_0 + A_1 \cdot v + A_2 \cdot v^2)}{10} \quad (6.1)$$

kde značí : p - akustický tlak [Pa],
 v - rychlost vozidla [km/h],
 $A_0 + A_2$ - součinitelé.

Přičemž součinitelé A_0 až A_2 postihují vliv konstrukce, velikosti a chemického složení pneumatiky, dále vliv vozovky, akustických vlastností okolního prostředí, přepočtové konstanty pro rychlost a především veškeré vlivy spojené s tvarem desénu. Parabolická závislost je předpokládána z těchto důvodů :

- 1) akustické tlaky podzdrojů A, B, D, E, a C lze vzhledem k fyzikální podstatě dějů pokládat za úměrné první mocnině rychlosti vozidla, tedy podílí se především na součiniteli A_1 ,
- 2) akustický tlak podzdroje F se dá považovat za úměrný druhé mocnině rychlosti, tedy určuje především součinitel A_2 . Tento předpoklad vychází ze zjednodušené představy, že pneumatika (kolo) je válec obtékáný vzduchem. Laminární mezní vrstva přechází v určitém místě obvodu pneumatiky ve vrstvu turbulentní a v určitém bodě dojde k odtržení mezní vrstvy. Celý úplav je prostoupen víry, tvořícími se za kolem a odnášenými proudem vzduchu /16/. Jestliže se navíc kolo odvaluje po podložce proti směru proudění vzduchu lze předpokládat, že je vírová oblast mnohem rozsáhlejší. Významným parametrem pro posouzení těchto dějů je Reynoldsovo číslo /16/ :

$$Re = \frac{v_{\infty} \cdot d}{\nu} \quad , \quad \begin{aligned} v_{\infty} &= 2 \cdot v \text{ (vrchní část)} \\ d &= 1 \text{ m} \\ \nu &= 1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ /16/} \\ Re \text{ (50 km/h)} &= 2.78 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

kde značí : v_{∞} - rychlost uklidněného proudu [m/s],
tekutiny
 d - průměr kola [m],
 ν - kinematická viskozita [m²/s].

3) Akustické vlastnosti okolí, částečně zdroj E a ostatní vlivy, které přímo nazávisí na rychlosti vozidla určují kromě součinitelů A_1 a A_2 především součinitel A_0 .

V hladinovém vyjádření má pak rovnice (6.1) tvar :

$$L_p = A_0 + A_1 \cdot v + A_2 \cdot v^2, \quad (6.2)$$

kde značí : L_p - hladina akustického tlaku [dB].

Analytické určení velikosti jednotlivých součinitelů by vyžadovalo velmi důkladné poznání a popsání jednotlivých podzdrojů hluku s přihlédnutím ke všem i dosud neuvedeným vlivům. Vzhledem k tomu, že navržená parabolická závislost je ovlivněna nejen fyzikálním modelem, ale také předchozím empirickým poznáním a některými prameny (např. /28/, /29/, /49/), jeví se jako nejvýhodnější součinitele A_0 až A_2 odhadnout z naměřených hodnot vnějšího hluku vozidla měřených za speciálních podmínek.

6.1.2. METODIKA MĚŘENÍ

Použitá metodika měření hluku pneumatik vychází z /29/ a stručně se dá charakterizovat tímto postupem :

- 1) vozidlo je osazeno daným typem pneumatik,
- 2) vozidlo najíždí do akceleračního úseku (shodného s metodikou EHK č. 51) různými nájezdovými rychlostmi, na prahu měřicího úseku je vypnut motor a vystavena spojka a vozidlo projíždí dále úsek setrvačností,
- 3) na hlukoměru je odečítána nejvyšší hladina hluku při průjezdu vozidla zkušebním úsekem v dB(A) nebo ve frekvenčních pásmech z každé strany vozidla,
- 4) vozidlo je osazeno dalším typem pneumatik a celý postup se opakuje.

Pro každou nájezdovou rychlost se měření vícekrát opakuje.

6.1.3. PRŮBĚH MĚŘENÍ

Měření bylo provedeno v období 22.10. až 2.11.1990 na letišti v Mnichově Hradišti-Hoškovcích. Pneumatiky byly osazovány na vozidlo LIAZ 151.261 (sklápěč s předním náhonem). Toto vozidlo má tu výhodu, že zadní kola nejsou kryta těsným blatníkem. Pro stanovení závislosti hlučnosti pneumatik na rychlosti vozidla byly zvoleny nájezdové rychlosti do měřicího úseku 30 km/h, 50 km/h, 70 km/h, odpovídající rychlostem vozidla v měřeném úseku při metodice EHK č. 51. Pro každou nájezdovou rychlost a každou stranu vozidla bylo měření opakováno třikrát (časové a ekonomické důvody). Nižší nájezdové rychlosti nebyly voleny z toho důvodu, že vozidlo nemělo dostatek kinetické energie pro bezproblémový průjezd zkušebním úsekem. Na každé soupravě pneumatik bylo najeto před měřením minimálně 20 km, vozidlo bylo v řádném technickém stavu a zahřáto na provozní teplotu. Pneumatiky byly nahuštěny na předepsaný tlak.

Maximální celkové hladiny A a třetinooktávová spektra byla zaznamenávána analyzátozem signálů Brüel & Kjaer typ 2143 (v majetku zkušebního oddělení LIAZ Mnichovo Hradiště) /87/.

6.1.4. ZKOUMANÉ PNEUMATIKY

Tab. 26.

11,00 R 20	16 PR	Steel	NR 6	L
		All Steel	NR 16	Z
		All Steel	NR 17	L
		All Steel	NR 28	U
12 R 22.5	16 PR	All Steel	NR 11	L
295/80 R 22.5	16 PR	All Steel	NR 35	U
		All Steel	NR 46 (OTROKOVICE)	L
315/80 R 22.5		All Steel	NR 46 (PÚCHOV)	L
		All Steel	NR 47	L
14,00 R 20		All Steel	NR 38 (DAKAR)	TT

Dostupné další údaje o pneumatikách jsou v příloze 41 a /104/.

6.1.5. VÝSLEDKY VÝPOČTU SOUČINITELŮ

Pro stanovení součinitelů pro vztahy (6.1) a (6.2) byla naměřenými hodnotami proložena polynomická regresní křivka 2. řádu metodou nejmenších čtverců, jejíž koeficienty jsou shodné se součiniteli A_0 až A_2 . Pro stanovení těsnosti regresního vztahu mezi hlučím a rychlostí vozidla byl z mnoha možností použit koeficient korelace zkoumající lineární závislost mezi body naměřenými a body stanovenými výpočtem z regresního vztahu. Tyto hodnoty byly vždy vyšší než 0.99, což svědčí o velmi dobré náhradě naměřeného průběhu polynomem 2. řádu. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tab. 27 a v příloze 40. Podkladem pro výpočet byla výzkumná zpráva /49/, /55/.

Tab. 27. Vypočtené součinitele hluku pneumatik

DESÉN	STRANA	A_0	A_1	A_2
NR 6	Levá	52.728	0.518	-1.459×10^{-3}
	Pravá	51.816	0.542	-1.667×10^{-3}
NR 11	Levá	54.393	0.510	-1.960×10^{-3}
	Pravá	49.008	0.700	-3.460×10^{-3}
NR 16	Levá	51.790	0.575	-2.417×10^{-3}
	Pravá	50.375	0.643	-3.083×10^{-3}
NR 17	Levá	55.822	0.373	0
	Pravá	55.853	0.369	0
NR 28	Levá	55.970	0.387	0
	Pravá	56.892	0.354	0
NR 35	Levá	52.514	0.565	-2.001×10^{-3}
	Pravá	50.553	0.658	-3.042×10^{-3}
NR 38	Levá	42.332	1.070	-7.711×10^{-3}
	Pravá	47.455	0.765	-4.085×10^{-3}
NR 46 PÚCHOV	Levá	55.844	0.521	-2.071×10^{-3}
	Pravá	56.150	0.494	-1.708×10^{-3}
NR 46 OTROKOVICE	Levá	53.720	0.574	-2.788×10^{-3}
	Pravá	51.202	0.692	-3.935×10^{-3}
NR 47	Levá	57.278	0.472	-1.804×10^{-3}
	Pravá	58.094	0.446	-1.609×10^{-3}
NR 34 NR 39	Levá	51.724	0.662	-3.461×10^{-3}
	Pravá	52.459	0.600	-2.626×10^{-3}

6.1.6. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

- Zkoumané pneumatiky by bylo možné hodnotit dvěma způsoby :
- 1) z grafických vyjádření rovnice (6.2), kdy se vybere taková pneumatika, jejíž průběh hluku v závislosti na rychlosti leží na spodní hranici oblasti vymezené průběhy hluku všech hodnocených pneumatik.
 - 2) podle vypočtených součinitelů A_0 , A_1 a A_2 , což je pouze analytická podoba prvního způsobu.

Podle první "rychlejší" metody vychází nejméně hlučná pneumatika

11,00 R 20 16 PR NR 17 All Steel.

vzhledem k tomu, že průběh hladiny hluku pro oblast rychlostí 30 km/h až asi 55 km/h tvoří spodní hranici oblasti průběhů všech hodnocených pneumatik. Vozidla LIAZ jsou nejhlučnější (dle EHK č. 51) na 5. až 6. převodový stupeň, proto je toto rychlostní pásmo obzvláště významné.

Pro analytické posouzení hlučnosti pneumatik je nutné provést matematickou rozvahu nad koeficienty A_0 , A_1 a A_2 . Součinitel A_0 ve svém důsledku značí hluk pneumatik (a dalších souvisejících zdrojů) nezávislý na pohybu vozidla. Teoreticky jej lze položit roven namodelovanému podzdvoji E a hluku pozadí při měření dle uvedené metodiky. Pro minimální hlučnost pneumatik je tedy nutné, aby součinitel A_0 byl také minimální. Pro průběh funkce je důležitá její první derivace :

$$\frac{\partial L_p}{\partial v} = A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot v \quad (6.3)$$

Je tedy zřejmé, že funkce (6.2) bude mít o to nižší směrnici, o co nižší budou koeficienty A_1 a A_2 .

K tomu, aby průběh závislosti procházel minimálními hodnotami je nutné, aby :

$$\int_{v_1}^{v_2} L_p \cdot dv = \min. \quad (6.4)$$

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{\partial L_p}{\partial v} \cdot dv = \min. \quad (6.5)$$

tedy

$$A_0 \cdot (v_2 - v_1) + 1/2 \cdot A_1 \cdot (v_2^2 - v_1^2) + 1/3 \cdot A_2 \cdot (v_2^3 - v_1^3) = \min.$$

$$A_1 \cdot (v_2 - v_1) + A_2 \cdot (v_2^2 - v_1^2) = \min.$$

Tab. 28. Analytické hodnocení součinitelů

DEŠÉN	STRANA	HODNOCENÍ PODLE (6.4) (6.5)		POŘADÍ PODLE HLUKU
NR 6	Levá	2991.4	17.8	4
	Pravá	2981.5	15.0	
NR 11	Levá	2989.3	12.6	3
	Pravá	2995.9	14.2	
NR 16	Levá	2967.0	13.3	1
	Pravá	2976.3	13.4	
NR 17	Levá	2978.9	14.9	2
	Pravá	2972.1	14.8	
NR 28	Levá	3012.8	15.5	5
	Pravá	2983.7	14.2	
NR 35	Levá	3019.8	14.6	6
	Pravá	3017.7	14.2	
NR 38	Levá	3021.1	12.0	8
	Pravá	2980.0	14.3	
NR 46 PÚCHOV	Levá	3057.6	12.6	10
	Pravá	3054.1	12.9	
NR 46 OTROKOVICE	Levá	2963.1	11.8	7
	Pravá	3017.6	11.9	
NR 47	Levá	3045.1	11.7	9
	Pravá	3046.3	11.4	
NR 34 NR 39	Levá	3028.4	12.6	
	Pravá	3021.8	13.5	

V tab. 28 jsou uvedeny hodnoty integrálů (6.4) a (6.5). Srovnáním především podle hodnot (6.4) z hlučnější strany (vyšší hodnota) vycházejí nejlépe pneumatiky :

11,00 R 20 16 PR NR 16 All Steel,
11,00 R 20 16 PR NR 17 All Steel,
12 R 22,5 16 PR NR 11 All Steel.

Celkové "pořadí" je uvedeno také v tab. 28. Překvapující je ta skutečnost, že měřeními a výpočtem nebyly zjištěny žádné charakteristické znaky pro hlučnost určitého souboru pneumatik (podle rozměrů, určení desénu, atd.). Ani pneumatika s desénem NR 35 nepotvrdila nízkou hlučnost /104/. Málo očekávaným výsledkem byl rozdíl mezi stejným desénem u různých rozměrů pneumatik a současně i různých výrobců. Tyto skutečnosti mohou mít souvislost s navrženým matematickým modelem nebo vlastnostmi podvozku a betonového povrchu letišť. Poslední údaj v tab. 27 a tab. 28 je pouze doplňující bez dalšího hodnocení. Jedná se o výsledky měření kombinace různých desénů pneumatik na přední a zadní nápravě, které bylo provedeno s cílem zjistit vlastnosti právě této kombinace pro vývojové oddělení LIAZu.

POZNÁMKY :

- 1) Naměřené a vypočtené výsledky jsou platné pro celek vozidlo LIAZ 151.261 a dané pneumatiky, neboť zde hrají velkou roli i podmínky pro šíření hluku z vozidla, vlastnosti podvozku, vlastnosti vozovky atd. Z toho důvodu byly také striktně odlišovány výsledky z levé a z pravé strany vozidla.
- 2) Navržená parabolická závislost vychází především ze zjednodušujících předpokladů, praktických zkušeností a naměřených hodnot a její zpětná fyzikální interpretace je značně obtížná. Tato interpretace je důsledkem značného zjednodušení jinak složitého problému sahajícího od základů akustiky přes nauku o materiálech až po hydromechaniku, termomechaniku a další obory.

- 3) Závislost hluku na rychlosti vozidla je brána jako závislost na rychlosti na prahu zkušebního úseku, přičemž byl zanedbán pokles rychlosti do okamžiku měření maximální celkové hladiny hluku vozidla.
- 4) Výsledky měření je nutno brát především jako porovnávací, vzhledem k tomu, že byl měřen nejen hluk způsobený pneumatikami, ale také hluk způsobený podvozkem (roztáčenými soukolími, aerodynamickými zdroji, vymezováním vůlí atd.).
- 5) Součinitele parabolické závislosti jsou platné především v měřeném rozsahu rychlostí a nedoporučuje se pomocí nich stanovovat hlučnost při rychlostech výrazně nižších nebo vyšších než je toto pásmo.

7. ZÁVĚR

V předložené disertační práci byla popsána metoda nedestruktivního popisu soustavy zdrojů hluku a její aplikace na tahač LIAZ 230.551. Na rozdíl od většiny používaných metod, které se snaží odhalit příčiny hluku, popsaná metoda řeší problém z opačné strany. Na základě naměřených celkových hladin hluku při různých kombinacích krytování stanovuje hladiny akustického tlaku jednotlivých namodelovaných zdrojů hluku, bez ohledu na to, co je jejich fyzikální příčinou nebo jaké jsou konkrétní cesty šíření. Metodu je možné použít ve zcela obecném provozním stavu vozidla, ať už pro stanovení celkových hladin nebo hladin ve frekvenčních pásmech. Výsledky řešení dávají reálný obraz o podílu jednotlivých zdrojů v okamžiku měření a naznačují tak cestu k snížení celkového hluku tahače (systému obecně), což je důležité především pro dodržení limitní hranice 80 dB(A) vnějšího hluku.

7.1. VÝSLEDKY DISERTAČNÍ PRÁCE A NOVÉ POZNATKY

V úvodu práce bylo provedeno základní rozdělení hlavních zdrojů hluku nákladního automobilu do deseti skupin podle vybraných hledisek. Tato hlediska byla zohledněna při tvorbě výpočtového modelu v kapitole 4. Ve druhé kapitole byl velice stručně popsán současný stav v hodnocení hlučnosti důležitých celků nákladního automobilu. Ve třetí kapitole byly popsány čtyři používané metody pro identifikaci zdrojů hluku mechanických soustav. První dvě metody byly popsány podrobněji vzhledem k tomu, že jich bylo použito při řešení daného problému. Ve čtvrté části byla popsána původní nedestruktivní metoda hodnocení akustických vlastností soustav zdrojů, která byla konkrétně aplikována na nákladní automobil.

Výsledky lze stručně shrnout následovně :

- byla stručně popsána nová metoda pro identifikaci zdrojů hluku, byly popsány její výhody a bylo upozorněno na její úskalí,

- tato metoda byla prakticky uplatněna při řešení konkrétního problému z praxe - pro identifikaci zdrojů hluku tahače LIAZ 230.551 v reálné zástavbě s částečným krytím přirozenými překážkami,
- výsledky řešení dávají informaci o hladině hluku zdrojů a vlastnostech použitých protihlukových zásahů v okamžiku dosažení maximální hladiny při zkoušce dle EHK č. 51 v dané poloze mikrofону,
- výsledky dále ukázaly, že ve stávajícím stavu není vozidlo ani při aplikaci všech možných protihlukových zásahů schopno splnit limit vnějšího hluku 80 dB(A),
- tento limit je možné splnit pouze při snížení hluku zbytkových zdrojů, které by jej jinak samostatně jako celek překračovaly,
- vypočtené hodnoty jsou podkladem pro další modelování hluku vozidla při různých kombinacích protihlukových zásahů,
- ze zbytkových zdrojů byl uveden způsob hodnocení hluku pneumatik používaných na vozidlech LIAZ.

Veškeré výsledky jsou konkrétně číselně nebo graficky uvedeny v příslušných kapitolách nebo v přílohách.

7.2. KONKRÉTNÍ ZÁVĚRY PRO UPLATNĚNÍ V PRAXI

Celá práce byla vedena snahou o co největší množství prakticky použitelných výsledků při řešení daného problému. Uvedená metodika vychází pouze z hodnot naměřených při akcelereční zkoušce dle EHK č. 51 při aplikaci provozních protihlukových zásahů a za použití dostupné měřicí techniky. Při řešení nebylo nutné používat žádných destruktivních způsobů identifikace zdrojů hluku ani žádných laboratorních metod. Matematická stránka hodnocení vychází ze známých výpočtových postupů. Všude, kde to bylo zapotřebí, bylo upozorněno na provedená zjednodušení a nedostatky řešení.

Za hlavní výhodu metody je možné považovat ten fakt, že hodnotí akustické vlastnosti zdrojů v situaci, která je pro soustavu z nějakého důvodu důležitá. V konkrétním případě se jedná o homologační zkoušku vnějšího hluku motorových vozidel. Daná metodika se však dá použít na jakoukoliv soustavu zdrojů hluku, kde je z technického, provozního a ostatních hledisek možné tyto zdroje úplně nebo částečně tlumit.

LITERATURA

- /1 / BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů. (Skripta). VŠST Liberec 1986.
- /2 / BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek. (Skripta). VŠST Liberec 1991.
- /3 / BERANEK, L. L. : Snižování hluku. Praha. SNTL 1965.
- /4 / BROCH, J.T. : Mechanical Vibration and Shock Measurements. Brüel & Kjaer. Naerum 1984.
- /5 / ČERVINKA, O. : Pohonné jednotky. (Skripta). VŠST Liberec 1985.
- /6 / HORÁK, P. - NIPEL, Ľ. : Prehľad matematiky. Bratislava, Alfa 1983.
- /7 / HASSALL, J. R. - ZAVERI, K. : Acoustic noise measurements. Brüel & Kjaer. Naerum 1988.
- /8 / JUDIN, E. J. : Borba s šumom na proizvodstve. Moskva, Mašinostrojenije 1985.
- /9 / JUDIN, E. J. : Borba s šumom. Moskva, Izdatel'stvo literatury po strojitel'stvu 1964.
- /10/ JULIŠ, K. - BREPTA, R. : Mechanika II. díl - Dynamika. Praha, SNTL 1987.
- /11/ KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motorů. Praha, SNTL 1971.
- /12/ LAMOŠ, F. - POTOCKÝ, R. : Pravdepodobnosť a matematická štatistika. Bratislava, Alfa 1989.
- /13/ LUKANIN, V. N. : Šum avtotraktorovych dvigatel'ej vnutrenovo sgorjanija. Moskva, Mašinostrojenije 1970.
- /14/ NAVRÁTIL, M. - PLUHAŘ, O. : Měření a analýza mechanického kmitání - Metody a přístroje. Praha, SNTL 1986.
- /15/ NĚMEC, J. - RANSDORF, J. - ŠNĚDRLE, M. : Hluk a jeho snižování v technické praxi. Praha, SNTL 1970.
- /16/ NOSKIEVIČ, J. aj. : Mechanika tekutin. Praha, SNTL 1987.
- /17/ NOVÝ, R. : Hluk a otřesy. Skripta. Praha, ES ČVUT 1983.
- /18/ REKTORYS, K. aj. : Přehled užití matematiky. Praha, SNTL 1968.
- /19/ SMETANA, C. : Měření hluku a chvění. Praha. SNTL 1974.
- /20/ STĚNIČKA, J. : Šíření a vyzařování hluku konstrukcemi. Praha. ČSVTS 1990.
- /21/ STRÍŽ, B. aj. : Pružnost a pevnost II. díl. Skripta. Liberec. ES VŠST 1980.

- /22/ VITÁSEK, E. : Numerické metody. Praha. SNTL 1987.
- /23/ ZAVERI, K.- PHIL, M. : Modal Analysis of Large Structures - Multiple Exciter Systems. Brüel & Kjaer. Naerum 1985.
- /24/ ZÖRNIG, P. : Numerické metody. Skripta. Praha. ČVUT 1989.
- /25/ ŽIARAN, S. : Hluk a vibrácie. Skripta. Bratislava. SVŠT1988.

REŠERŠE

- /26/ BENNERHULT, O.- ÖHLÉN, M. : Noise and vibration measurements as a tool for vehicle noise reduction - a question of using the right methods. Int. J. of Vehicle Design, vol. 8. nos 4/5/6, pp. 400-404.
- /27/ ENGLER, G.- REIMER, G. : Zur Schallemission von Verbrennungsmotoren. Kraftfahrzeugtechnik, Berlin 1987.
- /28/ FUJITA, K.- ABE, T.- HORI, Y. : Simulation of acceleration pass-by noise considering the acoustic radiation characteristics of a vehicle body. Int. J. of vehicle Design, vol. 8, nos. 4/5/6, pp. 514-525.
- /29/ HOCHREINER, R. : Einfluß von Reifen und Straßenbelag auf den Verkehrslärm. Tagung "Motor und Umwelt" 1990.
- /30/ KORAGE, T.- TAKEDA, K.- KURAHASHI, M.- OHTA, M. : An Approach to Low Noise Heavy Duty Trucks. JASAE Review. December 1985.
- /31/ Truck Exhaust Noise. Automotive Engineering. December 1985.

SBORNÍKY

- /32/ BAROŠ, V.- KOROUS, K. : Konstrukčně technická opatření ke snížení hlučnosti motorů LIAZ. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 209.
- /33/ DUCKO, A. : Niektoré otázky využitia priameho merania intenzity zvuku. In: Znižovanie hluku a vibrácií v priemysle. Žilina 1990. s. 209.
- /34/ GUZHAS, D.- BARONAS, J. : Sound wave radiation by piston in a curved duct. In: Znižovanie hluku a vibrácií v priemysle. Žilina 1990. s. 156.
- /35/ HORÁK, L. : Tahač LIAZ 110.591 se sníženým hlukem. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 146.

- /36/ KAMENICKÝ, M. aj. : Možnosti znižovania hluku vyžarovaného povrchom výfukového systému. In: XXI. konferencia katedier a pracovísk spalovacích motorov vysokých škôl ČSFR. Bratislava 1990. s. 68.
- /37/ MATUŠŮ, J. : Snižování hlukových emisí lehkých nákladních automobilů AVIA pro devadesátá léta. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 166.
- /38/ NĚMEČEK, P. : Vyzařování hluku z povrchu nákladního automobilu. In: Dny nové techniky '91. Bohumín 1991. s. 173.
- /39/ PETRÁK, P. : Použití viacprvkových tlmiacích sústav výfuku na úžitkových vozidlách. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 193.
- /40/ SCHWALLER, I. : Možnosti snížení spotřeby paliva a hluku motoru termostatickou regulací funkce chladicího ventilátoru. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 174.
- /41/ STRNAD, V. : Krytování motoru a jeho vliv na vnější hluk automobilu. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 218.
- /42/ UHER, D. : Snižování hluku nákladních automobilů. In: XVII. celstátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 154.
- /43/ URBAN, P. : Účinek různých úprav na snížení vnějšího hluku automobilů. In: XVII. celostátní konference pracovníků automobilového průmyslu. Ústí nad Labem 1987. s. 11.
- /44/ VOJTEK, L. : Hluk průdenia v komorách tlmičov hluku výfuku. In: 15. konference kateder a pracovišť spalovacích motorů československých vysokých škol. Ústí nad Labem 1984. s. 84.
- /45/ VOJTEK, L. aj. : Vývoj tlmičov hluku výfuku pre užitkové vozidlá. In: XVII konferencia katedier a pracovísk spalovacích motorov československých vysokých škôl. Banská Bystrica 1986. s. 182.
- /46/ VOKURKA, K. : Identifikace zdrojů hluku motoru. In: 15. konference kateder a pracovišť spalovacích motorů československých vysokých škol. Ústí nad Labem 1984. s. 84.

- /47/ BARTOŇ, J. - PRÁDLER, P. : Měření celkového odporu výfukových systémů. (Zkušební protokol 106/89). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1989.
- /48/ KOŤÁTKO, J. : Dílčí technická zpráva o postupném snižování vnějšího hluku na vozidle 110.573 s cílem 84 dB(A) a 80 dB(A). (Zkušební protokol 123/90). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1990.
- /49/ KOŤÁTKO, J. : Měření hlučnosti pneumatik. (Zkušební zpráva 103/91). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1991.
- /50/ KOŤÁTKO, J. : Měření vnějšího hluku vozidla 110.591 s motorem M 2/4. (Zkušební protokol 115/85). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1985.
- /51/ KOŤÁTKO, J. : Snižování hlučnosti vozidel s použitím zvukoizolačních plechů (ZIP). (Zkušební protokol), Mnichovo Hradiště, LIAZ 1990.
- /52/ KOŤÁTKO, J. : Zkouška tlumiče výfuku. (Zkušební protokol 10/89). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1989.
- /53/ KOŤÁTKO, J. : Zkouška tlumičů výfuku. (Zkušební protokol 11/89). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1989.
- /54/ KOVÁŘ, Z. : Studie o současných technických možnostech snižování hlukových emisí vozidlových naftových motorů. (Zpráva č. 61-0-0106). Jablonec nad Nisou, LIAZ 1978.
- /55/ NĚMEČEK, P. - KOŤÁTKO, J. : Hodnocení hluku pneumatik. (Výzkumná zpráva KST 91-04). Liberec, VŠST 1991.
- /56/ NĚMEČEK, P. - KOŤÁTKO, J. : Dílčí zpráva - zkouška vnějšího hluku vozidla 230.551 (110.551 SII). (Zkušební protokol 106/88). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1988.
- /57/ NĚMEČEK, P. - KOŤÁTKO, J. : Závěrečná zpráva - zkouška vnějšího hluku vozidla 230.551 (110.551 SII). (Zkušební protokol 111/88). Mnichovo Hradiště, LIAZ 1988.
- /58/ NĚMEČEK, P. - KOŤÁTKO, J. : Měření intenzity hluku na vozidle LIAZ 230.551. (Výzkumná zpráva KST 90-32). Liberec, VŠST 1990.
- /59/ PUCHMAJER, P. : Úvod do dynamiky potrubních systémů I. (Výzkumná zpráva). Praha, ČVUT 1980.
- /60/ VOKURKA, K. : Oddělení mechanického hluku od hluku spalování u motoru M2 NPJ. (Zpráva č. 30/89). Jablonec nad Nisou, LIAZ 1989.

FIREMNÍ LITERATURA

- /61/ BOWINKELMAN, S. : Vollautomatische Bestimmung der Schallleistung und der Ortsverteilung des Schallpegels. Meßtechnik BO 0356-11. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /62/ BROCK, M. : Intensity measurement using a tape recorder. Brüel & Kjaer. Application notes BO 0081-11, Naerum.
- /63/ DÖSSING, O. : Structural testing Part 1. Brüel & Kjaer. Handbook BR 0458, Naerum 1988.
- /64/ DÖSSING, O. : Structural testing Part 2. Brüel & Kjaer. Handbook BR 0507, Naerum 1988.
- /65/ GADE, S.- WULFF, H.- GINN, K. B. : Sound power determination using sound intensity measurements Part 1. Application notes BO 0055. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /66/ GADE, S.- THRANE, N.- GINN, K. B. : Sound power determination using sound intensity measurements Part 2. Application notes BO 0054. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /67/ GINN, K. B.- HALD, J. : STSF - Practical instrumentation and applications. Technical Review No2/1989. Brüel & Kjaer. Naerum 1989.
- /68/ GINN, K. B.- UPTON, R. : Business Machines Measurements using Sound Intensity. Application notes BO 0126. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /69/ HALD, J. : STSF - a unique technique for scanbased Near-field Acoustic Holography without restriction on coherence. Technical Review No 1/1989. Brüel & Kjaer. Naerum 1989.
- /70/ HALD, J.- GINN, K. B.- WILLOWS, U. : Acoustical testing of a diesel engine using STSF. Brüel & Kjaer. Application notes BO 0185-11, Naerum.
- /71/ HEE, J. aj. : Sound Intensity Measurements inside Aircraft. Application notes 1-0430022-1A. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /72/ HOJBJERG, K. : Measurement of Vehicle Exterior Noise using the portable Real-time Frequency Analyzer Type 2143. Brüel & Kjaer. Application notes BO 0333-11, Naerum.
- /73/ HOPE, P. W.- OLSEN, H. P. : Pipe Vibrations and Pressure Detection. Application notes 13-069. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /74/ NIELSEN, G.- BÖRJESSON, C. : On-Road Location of Sound Sources Using a Portable Intensity Analyzer. Application notes BO 0213-11. Brüel & Kjaer. Naerum.

- /75/ NIELSEN, G.- WALTON, E. : Sound Power Determination of Household Appliances on the Production Line. Application notes BO 0148. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /76/ OPERTI, I.- PRETI, G.- GINN, K. B. : Acoustical testing in the automotive industry using STSF. Brüel & Kjaer. Application notes BO 0340-11, Naerum.
- /77/ RASMUSSEN, P.- MOLLER, L. : Gated Sound-Intensity Measurements on a Diesel Engine. Application notes BO 0203. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /78/ ROTH, O.- GINN, K. B.- GADE, S. : Sound power determinations from sound pressure and from sound intensity measurements in a semi-anechoic room. Brüel & Kjaer. Application notes BO 0062, Naerum.
- /79/ UPTON, R. : Introduction to Noise Measurements on Business Machines. Application notes BO 0125. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /80/ UPTON, R. : Determination of Sound Power based on Sound Pressure Measurements using the Real-time Frequency Analyzers Types 2123 and 2133. Application notes BO 0283-11. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /81/ Akustischer Kalibrator. Meßgeräte BP 0181-13. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /82/ Frequenzanalyse - Modul für Schallpegelmesser 2231 und Filter 1625. Meßgeräte BP 0664-11. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /83/ Intensity Analyzer .- System dewelopment BU 0040-12. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /84/ Modular Precision Sound Level Meter - Type 2231 with BZ 7110. Product data BP 0882-12. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /85/ Octave Filter Set and Third Octave/Octave Filter Set. Product data BP 0106-13. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /86/ Program for Postprocessing Sound Intensity and Sound Pressure Measurements . System dewelopment BU 0073-12. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /87/ Real time frequency Analyzer - Type 2143. Product data BP 0809-12. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /88/ Schallintensität. Handbuch BR 0523-11. Brüel & Kjaer. Naerum 1987.
- /89/ Schwingungsmessung. Handbuch BR 0098-12. Brüel & Kjaer. Naerum 1986.

- /90/ Sound Intensity Analysing System. Product data BG 0118.
Brüel & Kjaer. Naerum.
- /91/ Sound Intensity Analyzer. Product data BP 0560-13.
Brüel & Kjaer. Naerum.
- /92/ Sound Intensity Analyzer -Type 4437 .Product data
BP 0973-11. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /93/ Sound Intensity Calibrator. Product data 073-12.
Brüel & Kjaer. Naerum.
- /94/ Sound Intensity Probes Types 3519, 3520, 3545, Sound
Intensity Microphones Pairs Types 4178, 4181, 4183.
Product data BP 0497-12. Brüel & Kjaer. Naerum.
- /95/ Vibrační zkoušení. Příručka BR 0375-11. Brüel & Kjaer.
Naerum 1984.

NORMY A PŘEDPISY

- /96/ ČSN 01 1603
- /97/ ČSN 01 1604
- /98/ ČSN 09 0862
- /99/ ČSN 30 0512
- /100/ ČSN 30 0513
- /101/ ČSN 35 6870
- /102/ Předpis EHK č. 51
- /103/ Výnos FMD ze dne 30.3.1984 pro schvalování motorových
vozidel z hlediska hladiny jejich vnitřního hluku
- /104/ Katalog pneumatik Barum