



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SNÍŽENÍ VIBRACÍ A HLUKU V INTERIÉRU OSOBNÍHO AUTOMOBILU

REDUCTION OF VIBRATION AND NOISE AT PASSENGER CAR INTERIOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Patočka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Pavel Patočka**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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

Snížení vibrací a hluku v interiéru osobního automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Spolu se zvyšujícími požadavky uživatelů osobních vozidel na výkon a nízkou spotřebu se do popředí dostává i hledisko komfortu, a to především z hlediska hluku. Za tímto účelem jsou využívány konstrukční úpravy klíčových komponent, které nám při zachování hmotnosti materiálu významnou změnou zvyšují tuhost a tím ovlivňují vibroakustický projev. Současně je využíváno zvukopohltivého materiálu. Vhodnou kombinací těchto přístupů je možné docílit vysoké úrovně komfortu.

Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše v oblasti dané problematiky.
Kritické zhodnocení jednotlivých přístupů.
Návrh technického experimentu.
Realizace technického experimentu.
Porovnání dosažených výsledků.

Seznam doporučené literatury:

SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998, 250 s. ISBN 8090193625.

TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.

SHENG, Gang. Vehicle noise, vibration, and sound quality, Warrendale, Pa.: SAE International, c2012, xi, 492 p. ISBN 978-076-8034-844.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou snižování vibrací a hluku v interiéru osobních vozidel, která je dnes hojně řešena dodatečným odhlučňováním za pomoci vibrace tlumicích a zvuk pohlcujících materiálů. V rámci rešeršní části této práce jsou proto kromě metod měření vibrací a hluku podrobně popsány vlastnosti a způsoby aplikace těchto materiálů. Jak již název těchto materiálů napovídá, jejich hlavním cílem je utlumit vibrace a pohltit zvuk. Jejich princip zjednodušeně spočívá v přeměně mechanické, respektive zvukové energie v energii jinou (nejčastěji tepelnou). Aplikací těchto materiálů na nějakou strukturu jsou však ovlivněny její modální vlastnosti, mezi které se řadí vlastní frekvence a vlastní tvar. Pro bližší prozkoumání ovlivnění vlastní frekvence a vlastního tvaru po aplikaci vibrace tlumicího materiálu na nějakou strukturu byla provedena jak numerická, tak experimentální modální a harmonická analýza jednoduchého plechového vzorku. Přínos vibrace tlumicích a zvuk pohlcujících materiálů z hlediska dodatečného odhlučnění vozidla byl na základě provedené rešerše vyhodnocován provedením jízdní zkoušky v reálném provozu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hluk, vibrace, vibroakustické materiály, dodatečné odhlučnění, modální analýza, harmonická analýza, Ansys Workbench

ABSTRACT

This thesis addresses the issue of reducing vibrations and noise in the interiors of passenger vehicles, which is commonly tackled today by additional soundproofing using vibration-damping and sound-absorbing materials. In the research part of this thesis, besides methods for measuring vibrations and noise, the properties and application methods of these materials are described in detail. As the name of these materials suggests, their main goal is to dampen vibrations and absorb sound. Their principle, in simple terms, consists of converting mechanical or sound energy into another form of energy (most commonly thermal energy). However, the application of these materials to a structure affects its modal properties, including natural frequencies and mode shapes. To further investigate the influence on natural frequencies and mode shapes after applying vibration-damping material to a structure, both numerical and experimental modal and harmonic analyses of a simple metal sheet sample were conducted. The benefits of vibration-damping and sound-absorbing materials in terms of additional vehicle soundproofing were evaluated based on a road test conducted under real operating conditions.

KEYWORDS

Noise, vibration, vibroacoustic materials, additional vehicle soundproofing, modal analysis, harmonic analysis, Ansys Workbench

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PATOČKA, Pavel. *Snížení vibrací a hluku v interiéru osobního automobilu*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157988>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D., a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Pavel Patočka

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Kamilu Řehákovi Ph.D. za ochotu a věnovaný čas při tvorbě mé diplomové práce. Děkuji taktéž za pomoc s realizací experimentu Ing. Aleši Prokopovi Ph.D. Dále bych rád poděkoval Thomasovi Rieflerovi a celému týmu 2din, za jejich ochotu a vstřícnost s realizací experimentu. Rád bych také poděkoval své babičce, mamce, tatškovi a pejskovi za neustálou podporu po dobu celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Hluk a základní akustické veličiny.....	11
1.1 Akustické vlnění	11
1.2 Akustický tlak.....	13
1.3 Akustický výkon.....	14
1.4 Akustická intenzita	15
1.5 Hladiny akustických veličin	15
1.6 Frekvenční spektra.....	17
1.7 Psycho-Akustika.....	20
2 Měření vibrací a zvuku	22
2.1 Měření vibrací.....	22
2.2 Měření zvuku.....	28
3 Snižování vibrací a hluku.....	35
3.1 Vibrace a vlastní frekvence	35
3.2 Viskoelasticita materiálů	37
3.3 Zvuk a zvuk pohlcující materiály	46
4 Modální a harmonická analýza plechového vzorku.....	53
4.1 Experimentální modální analýza	53
4.2 Experimentální harmonická analýza	57
4.3 Ověření modálních vlastností numerickou simulací	66
5 Přípravné měření akustického tlaku v interiéru osobního vozidla.....	73
5.1 Příklady měření akustického tlaku ve vozidle	73
5.2 Přípravné měření akustického tlaku v interiéru vozidla	78
6 Měření akustického tlaku v interiéru osobního automobilu před a po celkovém odhlučnění	85
6.1 Příprava na měření akustického tlaku v interiéru vozidla	85
6.2 Průběh odhlučnění vozidla	86
6.3 Srovnání hodnot akustického tlaku před a po celkovém odhlučnění vozidla.....	88
6.4 Vyhodnocení celkového přínosu dodatečného odhlučnění vozidla	98
Závěr	101
Použité informační zdroje.....	104
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	114

ÚVOD

Nadměrný hluk a vibrace představují v interiéru vozidel značný problém. Mohou ovlivnit komfort řidiče a cestujících, vést k únavě a snižovat koncentraci, což může mít za následek snížení bezpečnosti jízdy. V dnešní době je proto v automobilovém průmyslu kladen stále větší důraz na vnitřní akustiku vozidel. U prémiových značek je tak například možnost zvolit jako prvek výbavy dvojitá akustická skla nebo technologii aktivního potlačování hluku

Na druhou stranu, precizní odhlučnění vozidla může mít i nežádoucí důsledky. Příliš tiché prostředí může řidiči ztížit odhad reálné rychlosti vozidla, což může opět ovlivnit bezpečnost jízdy. Při vývoji automobilu je proto klíčové najít rovnováhu mezi efektivním tlumením vibrací a hluku a zachováním dostatečné zpětné vazby pro řidiče. Inženýři musí testovat různé materiály a technologie, aby dosáhli optimálního kompromisu mezi komfortem a bezpečností. To zahrnuje použití pokročilých simulačních softwarů a provádění rozsáhlých testů v reálných podmínkách. Kromě toho je třeba zohlednit i individuální preference a potřeby řidičů a cestujících, což může být výzva vzhledem k rozmanitosti trhu.

Navzdory pokročilým metodám, které dnes automobilky k eliminaci nežádoucího hluku a vibrací používají, stále existuje mnoho zákazníků, kteří nejsou s vnitřní akustikou svého vozidla spokojeni. Jednou z možností, která je na trhu aktuálně nabízena je dodatečné odhlučnění vozidla za pomoci materiálů tlumících vibrace a pohlcujících zvuk. Pokud se zákazník pro dodatečné odhlučnění svého vozidla rozhodne, má obvykle dvě možnosti: provést odhlučnění svépomocí, nebo se obrátit na specializovanou společnost.

Z důvodu, že dodatečné odhlučňování vozidel je relativně novodobým trendem, nemá zákazník při rozhodování k dispozici mnoho odborných publikací či článků, které by se této problematice věnovaly. Za tímto účelem byla navázána spolupráce s firmou 2din, která se na dodatečné odhlučnění vozidel specializuje. Cílem této spolupráce bylo celkové přínosy dodatečného odhlučnění vozidla vyhodnotit.

1 HLUK A ZÁKLADNÍ AKUSTICKÉ VELIČINY

Podstatou slyšitelného zvuku, respektive hluku je vybuzené mechanické kmitání částic pružného prostředí, které se šíří od zdroje charakteristickou rychlostí pro dané prostředí. Slyšitelný rozsah, pro zdravého člověka se pohybuje zhruba v rozmezí 20 až 20 000 kmitů za sekundu [1]. V této práci budou často pojmy jako je zvuk a hluk používány. Rozdíl mezi nimi, však nelze po fyzikální stránce nijak přesněji definovat. Někdo může určitý zvuk vnímat pozitivně, zatímco pro jiného člověka bude tento stejný zvuk nepříjemný a označí ho tedy jako hluk [2].

1.1 AKUSTICKÉ VLNĚNÍ

Jsou-li částice pružného prostředí libovolným buzením uvedeny do mechanického kmitání, pak je tento rozruch, respektive jejich energie, přenášena pružnými vazbami na sousedící částice. Šíření tohoto rozruchu se nazývá akustické vlnění, které postupuje prostředím ve vlnoplochách. Vlnoplocha, je plocha, na níž mají všechny částice stejný akustický stav (výchylku i rychlost). Směr postupu vlnoploch je popsán paprsky, které představují kolmice k vlnoplochám [3].

K vybuzení částic pružného prostředí může docházet dvěma způsoby. Prvním ze způsobů jsou povrchové vibrace různých struktur, které vyvolají kmitání přilehlé plynné nebo kapalně vrstvy, kterou se potom ve formě vlnění rozruch šíří do okolního prostoru. V takovém případě hovoříme o takzvaném mechanickém zdroji hluku. Při druhém způsobu, který je označován jako aerodynamický zdroj hluku, dochází k vybuzení částic pružného prostředí působením proudu vzduchu na okolní prostředí [4].

V závislosti na směru pohybu kmitajících částic vzhledem ke směru šíření vln lze rozdělit vlnění na podélné a příčné. Vlnění podélné, je takové, při němž částice pružného prostředí kmitají ve směru postupu vlny. U vlnění příčného kmitají částice kolmo na směr postupu vlny. V plynech a kapalinách se může vyskytovat pouze podélné akustické vlnění, zatímco u elastických materiálů se kromě podélného vlnění může vyskytovat i vlnění příčné [3]. Důležitým faktem je, že se částice při podélném ani příčném vlnění v prostředí nepřemísťují, ale pouze kmitají kolem svých rovnovážných poloh [4]. Pro následný popis chování částice, budou uvažovány částice, nacházející se v plynném nebo kapalném prostředí. Chování částice lze následně vyjádřit za pomoci akustické výchylky, akustické rychlosti a akustického zrychlení.

1.1.1 AKUSTICKÁ VÝCHYLKA

Pravidelným periodickým vychýlením částic z jejich rovnovážné polohy je vyvoláno tzv. harmonické vlnění, které je nejjednodušším příkladem akustického vlnění. Okamžitá hodnota výchylky částice ze své rovnovážné polohy $y(t)$ [m] pak odpovídá v časovém rozložení průběhu sinusové, respektive kosinové funkce, jejíž vztah lze získat z pohybové rovnice [7]:

$$y(t) = y_0 \cos(\omega t + \varphi_0), \quad (1)$$

kde y_0 [m] odpovídá amplitudě akustické výchylky, ω [rad.s⁻¹] představuje úhlovou frekvenci, t [s] čas a φ_0 [-] počáteční fázový úhel.

Čas, za který se částice ze svých maximálních výchylek vrátí opět do své rovnovážné polohy se označuje jako Perioda T_k [s]. Počet celých kmitů částice za sekundu se označuje jako frekvence f [Hz] a je vyjádřena jako převrácená hodnota periody.

1.1.2 AKUSTICKÁ RYCHLOST

Rychlost, s jakou kmitají jednotlivé částice prostředí, kterým se šíří akustická vlna, se nazývá akustická rychlost v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]. Z jejího vztahu vyplývá, že fáze rychlosti je proti fázi výchylky posunuta o 90° . Okamžitá rychlost částice pro harmonické vlnění je dána první derivací akustické výchylky, a je poté dána následujícím vztahem [7]:

$$v(t) = \omega y_0 \cos(\omega t + \varphi_0 + 90^\circ). \quad (2)$$

Pokud by byla potřeba vyjádřit hodnotu akustické rychlosti v určité odlehlosti x [m] od počátku, je potřeba ve výrazu (2) zohlednit časové zpoždění t [s], než rychlost šíření rozruchu ve formě zvukové vlny rychlostí c urazí dráhu do vzdálenosti x . Výraz bude mít poté následující tvar [4]:

$$v(t) = v_0 \cos \omega \left[\left(t \pm \frac{x}{c} \right) \right], \quad (3)$$

kde c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je rychlost šíření vlny ve vzduchu a v_0 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je amplituda akustické rychlosti. Je potřeba brát na paměť, že rychlost kmitání částic nelze zaměňovat s rychlostí, kterou se zvuková vlna (rozruch) šíří vzduchem. Rychlost šíření vlny ve vzduchu c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je závislá především na teplotě T [$^\circ\text{C}$]. Zatímco v homogenním prostředí je rychlost nezávislá na směru šíření, v nehomogenním prostředí je i směrově závislá [5]. Jelikož se rychlost šíření spolupodílí na způsobu šíření rozruchu, je vhodné si pro představu uvést rychlost šíření podélných vln v některých prostředích při pokojové teplotě:

Tab. 1 Orientační rychlosti šíření podélných vln v různých prostředích [4,6]

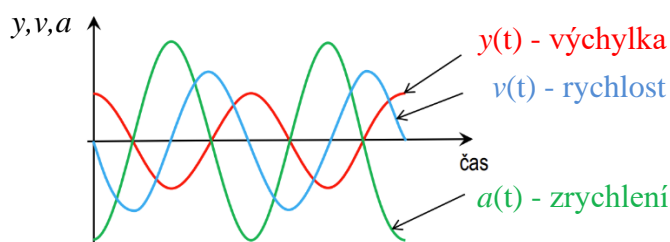
Prostředí	Rychlost podélných vln c ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
Vzduch	344
Butyl kaučuk	1 990
Hliník	4 800
Sklo	6 000

1.1.3 AKUSTICKÉ ZRYCHLENÍ

Jak plyne z Newtonova zákona, okamžité zrychlení částice a [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] je dáno silou, která na částici působí a je tedy určeno časovou změnou rychlosti, respektive druhou derivací okamžité výchylky částice podle času [7].

$$a(t) = \omega^2 y_0 \cos(\omega t + \varphi_0 + 180^\circ) \quad (4)$$

Fáze zrychlení je tedy oproti rychlosti částice posunuta o dalších 90° a oproti výchylce o 180° . Fázová závislost jednotlivých veličin je uvedena v následujícím na následujícím obrázku:



Obr. 1 Fázový posun mezi jednotlivými akustickými veličinami [7]

Vzdálenost mezi dvěma sousedními vlnoplochami se označuje jako vlnová délka λ [m]. Jinak lze říci, že je to vzdálenost, kterou vlna urazí za dobu jednoho kmitu T . Mezi vlnovou délkou, frekvencí a rychlostí šíření zvuku platí následující vztah [3]:

$$\lambda = \frac{c}{f}. \quad (5)$$

Vlnová délka je důležitou veličinou nejen při některých měřeních, kdy udává, v jaké vzdálenosti od zdroje hluku je potřeba být, ale taktéž, jak bude vysvětleno později, souvisí s činitelem pohltivosti, který přímo souvisí s tloušťkou materiálu [10].

Ačkoliv jsou výše uvedené vztahy pro výchylku, rychlost a zrychlení použity pro popis harmonického kmitání částice v plynném či kapalném prostředí, kdy je vlnění označováno jako zvuk šířící se vzduchem (airborne sound), lze stejné vztahy použít i pro popis šíření vlnění strukturou pevných materiálů, u kterých je zajištěn vznik pružné deformace. Šíření vlnění strukturou pevných materiálů se nazývá vibracemi někdy označovanými jako chvění (structural-borne sound) [5]. V takovém případě, lze výše uvedené veličiny použít pro popis výchylky vibrací, rychlosti vibrací a zrychlení vibrací [4].

Pro lepší porozumění si lze uvést vysvětlení na příkladu převodového ústrojí automobilu. Pokud dojde k zatížení převodovky, vznikají akční a reakční síly. Majoritní silou je oscilující složka síly v záběru ozubení. Tato síla vzniká především z důvodu nerovnoměrnosti chodu ozubení, které je způsobeno časově proměnnou tuhostí záběru ozubení. Pokud tuhost kolísá, tak síla osciluje a dochází ke vzniku vibrací v oblasti záběru ozubení. Tyto vibrace se následně šíří za pomoci přenosových cest od záběru ozubení přes ozubené kolo, hřídel, ložiska až po převodovou skříň, odkud jsou vyzářeny ve formě zvuku (hluku) do okolí [11].

1.2 AKUSTICKÝ TLAK

Pokud se opět vrátíme k plynnému či kapalnému prostředí, ve kterém jsou částice vybuzeny, a tudíž dochází k jejich kmitání, lze v určitých částech tohoto prostředí pozorovat zvýšení či naopak snížení hustoty částic. Tomu odpovídají v plynech a kapalinách místa přetlaku a místa podtlaku, čímž se například ve vzduchu mění tlak plynu oproti své statické hodnotě (ve vzduchu oproti atmosférickému tlaku). Tato proměnná složka superponovaná atmosférickému tlaku se nazývá akustický tlak p [Pa] [5].

Průběh akustického tlaku je z hlediska matematického zápisu totožný s průběhem akustické rychlosti nebo akustické výchylky a jeho harmonický průběh lze tedy vyjádřit ve tvaru [4]:

$$p = p_0 \cos \omega \left[\left(t \pm \frac{x}{c} \right) \right], \quad (6)$$

kde p_0 [Pa] je amplituda akustického tlaku. Akustický tlak, který je měřen za pomoci tlakových snímačů (bude uvedeno později), je integrální veličina, popisující akustický stav v daném místě v definované vzdálenosti od zdroje zvuku. S Akustickým tlakem taktéž souvisí akustická rychlost, přičemž jejich poměr je nazýván akustickou impedancí z [N.s.m⁻³], která vyjadřuje odpor prostředí proti šíření zvukových vln [8].

$$z = \frac{p}{v} \quad (7)$$

1.3 AKUSTICKÝ VÝKON

Jak již bylo uvedeno, při kmitání částice kolem své rovnovážné polohy, dochází k přenosu její energie na částice, které tuto částici obklopují. Množství energie přenášené prostorem postupující akustickou vlnou za jednotku času lze popsat akustickým výkonem W [W]. Pro diferenciálně malé úseky lze vyjádřit okamžitý výkon jako součin síly F [N], která je v akustice dána působením akustického tlaku na plochu S [m²] a akustické rychlosti. Výsledný vztah má potom následující tvar [4]:

$$W = Fv = pvS. \quad (8)$$

V tuto chvíli je důležité zmínit, že v technické akustice se nepracuje s okamžitými hodnotami amplitud veličin, ale mnohem častěji se používají takzvané efektivní hodnoty, které jsou značeny indexem EF (v anglické terminologii *RMS*). Efektivní hodnota určité veličiny je obecně definována následujícím vztahem [4]:

$$y_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2 dt}. \quad (9)$$

Pro harmonický signál je výsledek naznačené integrace poněkud jednoduchý. Například v případě efektivní hodnoty akustického tlaku p_{ef} [Pa], respektive efektivní akustické rychlosti v_{ef} [m.s⁻¹] jsou hodnoty definovány následovně [4]:

$$p_{ef} = \frac{p_0}{\sqrt{2}}, \quad (10)$$

$$v_{ef} = \frac{v_0}{\sqrt{2}}. \quad (11)$$

Následně je střední akustický výkon pro doposud popisované harmonické akustické vlnění pro rovinou vlnu popsán vztahem (12) a pro vlnu kulovou vztahem (13) [8]:

$$W = p_{ef}v_{ef}S, \quad (12)$$

$$W = p_{ef}v_{ef}S\cos(\varphi), \quad (13)$$

kde $\cos(\varphi)$ vyjadřuje fázový posun mezi akustickou rychlostí a akustickým tlakem. Z výše uvedených vztahů je zřejmé, že fázový posun mezi rychlostí a tlakem bude figurovat pouze u kulových vln. Problematika týkající se kulových a rovinných vln bude blíže popsána v podkapitole 2.2 týkající se měření zvuku.

Akustický výkon, je stejně jako akustický tlak integrální veličinou. Používá se pro vyjádření míry akustické energie, kterou daný zdroj vyzařuje, a tudíž není závislý na vzdálenosti od zdroje. Díky tomu je jeho stanovení snadno opakovatelné a porovnatelné [12]. Akustický výkon však není možné přímo měřit. Ačkoliv je pro jeho stanovení možné využít akustického tlaku, mnohem častěji se určuje za pomoci akustické intenzity I [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$].

1.4 AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita I [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] je vektorovou veličinou, která je dána střední hodnotou energie vln, jež projde za jednotku času jednotkovou plochou kolmou ke směru šíření [3]. Z této definice je zřejmý i její vztah s akustickým výkonem, který je dán následujícím vztahem [5]:

$$I = \frac{W}{S}. \quad (14)$$

Vektor akustické intenzity lze taktéž vyjádřit jako časově průměrovaný součin okamžitého akustického tlaku a odpovídající okamžité rychlosti kmitajících částic v témže místě. Jak již však bylo zmíněno výše, v technické akustice se zpravidla pracuje s hodnotami efektivními, nikoli okamžitými. S použitím efektivních hodnot je poté střední hodnota akustické intenzity ve směru šíření rovinných vln dána vztahem (15) a ve směru šíření kulových vln vztahem (16) [5].

$$I = p_{ef}v_{ef} \quad (15)$$

$$I = p_{ef}v_{ef}\cos(\varphi) \quad (16)$$

1.5 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

Nejtisší zvuk, který může lidské ucho při frekvenci 1 kHz zachytit, má intenzitu řádově rovnou 10^{-12} $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$. Tato hodnota, která definuje prahovou hodnotu slyšení, je nazývána jako referenční. Nejsilnější zvuky, (např. v blízkosti leteckého motoru) které již mohou způsobovat bolest v uších, mají intenzitu rovnou řádově 1 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$. Je tedy zřejmé, že popisovat intenzitu zvuku v rozmezí dvanácti řádů, by bylo pro běžného člověka nepřehledné a mohlo by vést k častým chybám. Podobně je tomu i u akustického tlaku a akustického výkonu [1].

Podle Weber-Fechnerova zákona lze prokázat logaritmickou závislost mezi objektivními akustickými veličinami a subjektivním vnímáním akustické veličiny člověkem [4].

Z tohoto důvodu lze pro popis akustických veličin použít logaritmické stupnice, zvané jako hladiny akustických veličin, které jsou vyjádřeny bezrozměrnou jednotkou decibel [13]. Hladiny akustických veličin jsou obecně definovány jako logaritmický poměr akustické veličiny a její referenční hodnoty. Hladina akustického tlaku L_p [dB] má poté následující tvar [4]:

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_{ref}}, \quad (17)$$

kde p_{ref} [Pa] vyjadřuje referenční hodnotu akustického tlaku která odpovídá hodnotě $2 \cdot 10^{-5}$ Pa. Z výše uvedeného vztahu je zřejmé, že při dvojnásobném zvýšení akustického tlaku se zvýší jeho hladina o 6 dB.

Hladinu intenzity zvuku L_I [dB] lze vyjádřit ze vztahu [4]:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_{ref}}, \quad (18)$$

kde I_{ref} [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] představuje referenční hodnotu akustické intenzity, která je rovna hodnotě $1 \cdot 10^{-12}$ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$.

Hladina akustického výkonu L_w [dB] je popsána vztahem [4]:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_{ref}}, \quad (19)$$

kde podobně jako u hladin předchozích veličin představuje W_{ref} [W] referenční hodnotu, která odpovídá hodnotě $1 \cdot 10^{-12}$ W. Ze vztahů pro hladinu akustické intenzity a hladiny akustického výkonu vyplývá, že zdvojnásobení akustické intenzity nebo výkonu znamená vzrůst dané hladiny o 3 dB. Ačkoliv jsou výše uvedené hladiny akustických veličin použity pro šíření zvuku, lze decibelové hladiny použít i v případě popisu mechanického kmitání (vibrací) působícího na člověka. V takovém případě lze poté hovořit o hladině výchylky vibrací, hladině rychlosti vibrací a hladině zrychlení vibrací [14].

1.5.1 STANOVENÍ VÝSLEDNÉ HLADINY DVOU A VÍCE ZVUKŮ

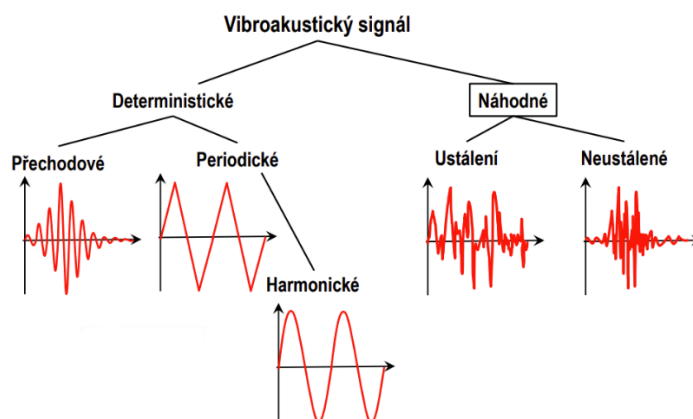
V případě, že by v daném prostoru působilo více zdrojů zvuku, lze celkovou hodnotu libovolné hladiny akustické veličiny určit dle následujícího vztahu [4].

$$L = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \quad (20)$$

V případě, že by se v prostoru nacházely dva zdroje hluku, jejichž hladiny akustického tlaku by byly totožné, lze po dosazení do vztahu (20) konstatovat, že výsledná hladina akustické veličiny bude o 3 dB vyšší. Pokud by se v prostoru nacházely dva zdroje, přičemž jeden by měl hladinu dané akustické veličiny minimálně o 10 dB nižší než zdroj druhý, lze dle vztahu (20) dojít k závěru, že zdroj, jehož hladina je o 10 dB nižší, nebude mít na celkovou hladinu téměř žádný vliv.

1.6 FREKVENČNÍ SPEKTRA

Do této chvíle byly jednotlivé akustické veličiny popisovány pro jednoduchý harmonický signál, tj. signál s konstantní amplitudou a jednou frekvencí. Jednalo se o tzv. čistý tón. Tento signál se může vyskytovat například u pohonných jednotek. Akustické veličiny, které je možno pozorovat okolo nás, však zpravidla nemají jednoduchý harmonický průběh. Na následujícím obrázku je uvedeno rozdělení vibroakustických signálů, které se vyskytují v automobilovém průmyslu [7].



Obr. 2 Rozdělení vibroakustických signálů [7]

Z výše uvedeného obrázku vyplývá, že vibroakustické signály lze rozdělit na takzvané deterministické a náhodné. Deterministické signály jsou takové signály, které lze popsat za pomoci nějakých základních funkcí. Deterministický signál může mít jak periodický, tak neperiodický (přechodový) průběh. Příkladem neperiodického signálu je například bílý šum, který má pro všechny frekvence stejnou efektivní hodnotu [5]. Z hlediska náročnosti zpracování signálu je však nejlepším signálem právě signál periodický. Signály, které jsou označovány jako náhodné, lze rozdělit na ustálené a neustálené. Ustálené signály se vyznačují tím, že jejich popisné charakteristiky (např. střední hodnota) se v průběhu času nemění. Opakem tohoto signálu je signál neustálený, který nelze pomoci jednoduchých veličin popsat. Příkladem tohoto signálu může být například problematika kontaktu povrchu pneumatik s vozovkou, popřípadě problematika aerodynamického zvuku [9].

Výše uvedené signály, které mohou být například výstupními signály při měření za pomoci snímačů rychlosti, výchylky nebo mikrofону, se zpravidla nachází v časové oblasti. Pro lepší porozumění danému signálu, je potřeba tento signál nějakým způsobem zpracovat a případně si jej zobrazit ve frekvenční doméně [9].

Pro převedení signálu z časové oblasti do frekvenční oblasti je potřeba využít matematickou operaci známou jako Fourierova transformace. Pro zobrazení signálu ve frekvenční doméně lze zpravidla využít různé typy spekter, mezi něž se řadí například diskrétní spektrum, spojité spektrum nebo pásmové spektrum [7]. Z hlediska problematiky měření zvuku v praktické části této práce bude blíže popsáno pásmové spektrum. V případě pásmového spektra jsou používány dva hlavní typy kmitočtové analýzy. První typ využívá konstantní šířky pásma (např. 100 Hz) nezávisle na hodnotě střední frekvence. Druhý typ využívá takzvanou procentuálně konstantní šířku pásma, jehož šířka se tedy zvětšuje s rostoucí střední frekvencí. Mezi pásma tohoto typu patří pásmo oktávové a pásmo třetinooktávové [4].

1.6.1 OKTÁVOVÉ FREKVENČNÍ PÁSMO

Frekvenční pásmo o šířce jedné oktávy viz obr. 3 je charakterizováno poměrem krajních frekvencí omezujících oktávu, kdy vždy platí vztah [15]:

$$\frac{f_2}{f_1} = 2, \quad (21)$$

kde f_2 [Hz] je horní mez frekvenčního pásma a f_1 [Hz] je dolní mez frekvenčního pásma. Každá oktáva je označena střední frekvencí f_m [Hz], která je normována dle ČSN EN 61672-1 kterou lze určit dle následujícího vztahu [15].

$$f_m = \sqrt{f_1 f_2} \quad (22)$$

Vzhledem k tomu, že jsou střední frekvence normovány, určují se zpravidla krajní frekvence v určité oktávě. Vztahy pro určení krajní frekvence lze po úpravě předchozích vztahů snadno stanovit, přičemž dolní frekvence je dána vztahem [15]:

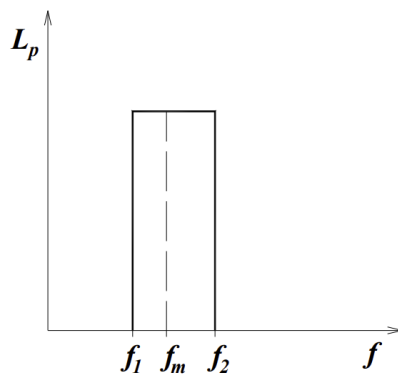
$$f_1 = \frac{f_m}{\sqrt{2}} \quad (23)$$

a horní frekvence vztahem [15]:

$$f_2 = f_m \sqrt{2}. \quad (24)$$

Šířka oktávového pásma se tedy s rostoucí střední frekvencí zvyšuje, což je popsáno následující rovnicí [15].

$$f_2 - f_1 = f_m \left(\sqrt{2} - \frac{1}{\sqrt{2}} \right) = \frac{f_m}{\sqrt{2}} \quad (25)$$



Obr. 3 Oktávové frekvenční pásmo [15]

1.6.2 TŘETINOOKTÁVOVÉ FREKVENČNÍ PÁSMO

V případě potřeby stanovení spektra hladiny akustického tlaku z většího počtu pásem, lze využít takzvané třetinooktávové frekvenční pásmo viz obr. 4. Jak již plyne z názvu tohoto pásma, vznikne rozdělením oktávového pásma na třetiny (v logaritmických stupnicích).

Třetinooktávové spektrum se zpravidla používá pro přiblížení vnímání daných frekvencí člověkem. Uvažujme například nějaký tón, při němž následně nastane rozdíl frekvencí 20 Hz. Pokud nastane tento rozdíl například při frekvenci 500 Hz, tj. 500 a 520 Hz, lidské ucho bude tento rozdíl schopno zřetelně zachytit. Pokud by však tato změna nastala při frekvenci 5 000 Hz, tj. 5 000 a 5 020 Hz, pro lidské ucho bude tento rozdíl pouze stěží rozpoznatelný [16].

Pokud by tedy třetinooktávové pásmo bylo zobrazeno v lineárním měřítku, v oblasti nižších frekvencích by šířka třetinooktávového pásma byla mnohem menší než při frekvencích vyšších [16]. V člověkem slyšitelném spektru (20 Hz – 20 kHz) se nachází celkem 10 oktávových, a tudíž 30 třetinooktávových pásem [15].

Pro třetinooktávové pásmo platí následující závislost [15]:

$$\log \frac{f_2}{f_1} + \log \frac{f_3}{f_2} + \log \frac{f_4}{f_3} = \log \frac{f_4}{f_1} = \log 2, \quad (26)$$

kde f_1 [Hz] a f_4 [Hz] jsou krajní frekvence jedné oktávy a f_2 [Hz] a f_3 [Hz] jsou krajní frekvence vnitřní třetiny oktávy.

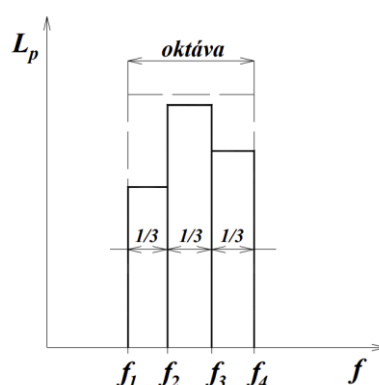
Po úpravě rovnice (26) lze získat následující vztah, ze kterého plyne, že poměr krajních frekvencí v libovolné třetině oktávy je konstantní [15].

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{f_3}{f_2} = \frac{f_4}{f_3} = \sqrt[3]{2} \cong 1,26 \quad (27)$$

Vztahy pro určení krajní frekvence třetinooktávového pásma lze obdobně jako u oktávového pásma určit po úpravě předchozích vztahů [15].

$$f_1 = \frac{f_m}{\sqrt[6]{2}} \quad (28)$$

$$f_2 = f_m \sqrt[6]{2} \quad (29)$$



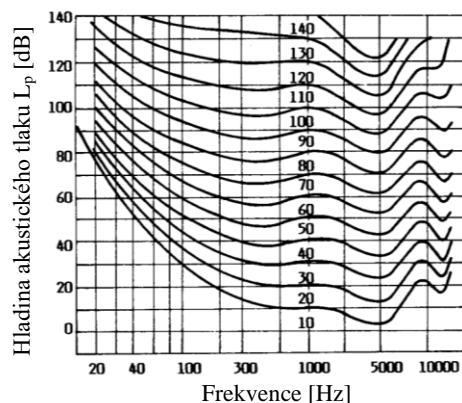
Obr. 4 Třetinooktávové frekvenční pásmo [15]

1.7 PSYCHO-AKUSTIKA

Je však potřeba mít na paměti, že ačkoliv bylo v úvodu této kapitoly zmíněno, že je člověk schopen reagovat na zvukové podněty ve frekvencích 20 Hz – 20 000 Hz, dochází k jejich vnímání rozdílně pro různé frekvence. Zpravidla lze říci, že lidské ucho je nejcitlivější v oblasti frekvencí 1–5 kHz [1].

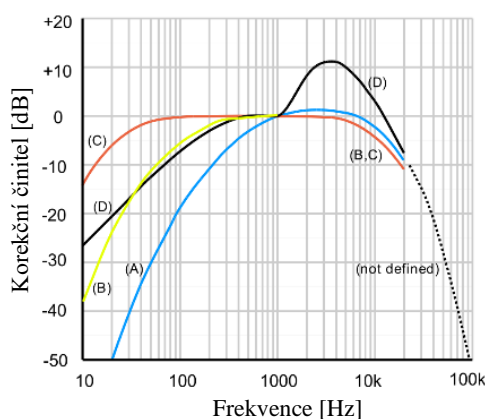
Citlivost vnímání lidského ucha v závislosti na různých frekvencích lze popsat za pomoci takzvaných křivek stejné hlasitosti (izofónů), které vyjadřují subjektivní a pouze experimentem popsanou psycho-akustickou veličinu nazývanou jako hladina hlasitosti L_N která je vyjádřena ve fónech (Ph) [1].

Mějme například nějaký zvuk o frekvenci 1 kHz a hladině hlasitosti 50 Ph. Z obr. 5 lze pozorovat, že při této frekvenci je hladina akustického tlaku a hladina hlasitosti tohoto zvuku totožná. Pokud však bude tento stejný zvuk mít například frekvenci 300 Hz, posluchač jej bude vnímat stále stejně hlasitě tj. s hladinou hlasitosti 50 Ph, ale reálná hladina akustického tlaku bude rovna hodnotě 40 dB. Pokud by měl zvuk frekvenci pouze 40 Hz, tak zatímco hladina hlasitosti zůstane pro posluchače stále stejná, reálná hladina akustického tlaku bude rovna 70 dB. Na základě tohoto poznatku lze tedy konstatovat, že posluchač může vnímat zvuk o různých hladinách akustického tlaku stále stejně hlasitě [1].



Obr. 5 Křivky stejné hlasitosti [4]

Z tohoto důvodu se při měření akustických veličin používají váhové filtry, které za pomoci takzvaných váhových křivek zohledňují právě citlivost lidského ucha na zvuky o různých frekvencích. Ačkoliv existuje několik druhů váhových filtrů (A, B, C, D, G), v dnešní době se pro měření hluku v životním prostředí nejčastěji využívá filtr A [17]. V případě stanovení hladiny akustického tlaku se poté setkáváme s indexem A, který říká, že měření akustického tlaku bylo váženo filtrem A. Obr. 6 uvádí útlum jednotlivých váhových filtrů v závislosti na frekvenci. Z obrázku je patrné, že k nejmenšímu útlumu dochází v oblasti jednotek kHz, což je oblast, kde je právě lidské ucho nejvíce citlivé [1].



Obr. 6 Korekce váhových filtrů [18]

Kromě výše zmíněných konvenčně používaných vážených hladin akustických veličin, se v dnešní době pro popis akustiky používají i takzvané psycho-akustické veličiny.

Důvodem je to, že pokud máme dva různé akustické zdroje vyzařující hluk o stejné hladině akustického tlaku vážené filtrem A, posluchač může vnímat tyto zvuky s jiným pocitovým vnímáním [19,20]. V dnešní době proto mnoho studií zaměřujících se na popis hodnocení akustiky automobilu používá právě psycho-akustické veličiny.

Mezi psycho-akustické veličiny, pomocí kterých je možné popsat subjektivní vnímání a reakce posluchače na určitý akustický projev lze například zařadit již zmíněnou hladinu hlasitosti, respektive Hlasitost (Loudness), Ostrost (Sharpness), Hrubost (Roughness) a Flukтуаční sílu (Fluctuation Strength) [20].

Hlasitost, respektive hladina hlasitosti, jsou dva aspekty vnímání zvuku, které popisují absolutní a relativní dojmy o síle zvuku vnímané posluchačem za specifických podmínek [21]. Ostrost popisuje sluchové vnímání posluchače v závislosti na vyšších frekvencích obsažených v měřeném hluku [22]. Hrubost odráží sluchové vnímání posluchače spojené s amplitudovou modulací v rozmezí modulační frekvence 150–300 Hz [23]. Flukтуаční síla, podobně jako hrubost, popisuje sluchové vnímání posluchače spojené s frekvenční modulací, avšak při frekvencích nižších než 20 Hz [24].

Jak však ukazuje mnoho studií, ne vždy je použití psycho-akustických veličin pro popis subjektivního hodnocení hlukových projevů automobilu posluchačem vhodné [25,26]. Článek [25], zkoumající akustické projevy automobilových tlumičů (rattling noise - řinčení), uvádí, že dle pearsonova korelačního koeficientu, výše uvedené psycho-akustické veličiny nekorelují se subjektivním hodnocením akustického projevu tlumičů posluchači [25]. Článek [26], zaměřující se na objektivní hodnocení akustiky interiéru vozidla v průběhu akcelerace uvádí, že flukтуаční síla nekoreluje s takzvaným booming a rumbling sound [26]. V odborných článcích jsou právě proto často definovány různé kvalitativní zvukové indexy, s jejichž pomocí lze predikovat či popsat kvalitu akustického prostředí uvnitř vozidla [25,26,27].

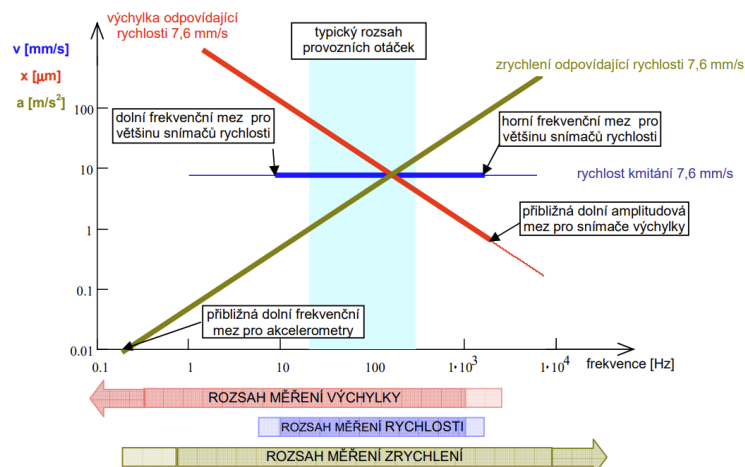
2 MĚŘENÍ VIBRACÍ A ZVUKU

V dnešní době stále více oceňujeme pohodlí, efektivitu a bezpečnost našich automobilů. Automobilový průmysl se tak neustále vyvíjí a inovuje, aby splnil nejvyšší očekávání zákazníka. Zatímco spousta pozornosti je věnována výkonnosti motoru, spotřebě paliva a designu vozidel, stále více do popředí se dostává i akustický komfort vozidla. Vibrace a hluk však neovlivňují pouze pohodlí posádky a okolí ale mají významný vliv i na bezpečnost a spolehlivost automobilu. Pro dosažení vyšší kvality a konkurenceschopnosti automobilů je proto při jeho vývoji měření vibrací a hluku jedním z klíčových parametrů. Následující podkapitoly uvádějí možnosti experimentálního stanovení vibrací a hluku s příklady z automobilového průmyslu.

2.1 MĚŘENÍ VIBRACÍ

Jakýkoliv periodický pohyb, např. povrchu nějakého tělesa můžeme nazývat vibracemi [28]. V oblasti mechanického chvění se pro diagnostické účely zkoumá kmitočet vibrací či jedna z charakteristických veličin, mezi které patří výchylka vibrací, rychlosti vibrací nebo zrychlení vibrací [29]. Podrobný popis těchto veličin byl uveden v podkapitole 1.1.

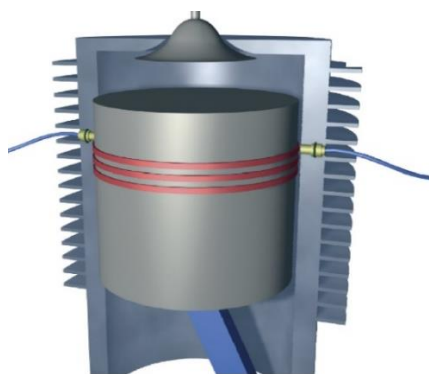
Dle měřené veličiny je tedy možné snímače vibrací rozdělit na snímače výchylky, rychlosti a zrychlení. Obecně lze říci, že snímače výchylky jsou určeny pro měření při nižších frekvencích, zatímco snímače zrychlení, jsou díky svému vysokému frekvenčnímu rozsahu používány spíše pro měření při vyšších frekvencích. Snímače rychlosti poté pokrývají měření ve středních frekvencích. Toto tvrzení vyplývá ze vzájemné závislosti akustické výchylky, rychlosti a zrychlení [29]. Uvažujeme-li například signál, s konstantní rychlostí kmitání $7,6 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$, pak se výchylka při téže velikosti vibrací s narůstající frekvencí zmenšuje a zrychlení se zvětšuje, přičemž rychlost zůstává konstantní. Závislost je uvedena na obr. 7. Lze se však setkat například i se snímači výchylky, které disponují odezvou až do řádů desítek kilohertz. Jedním z takových příkladů je snímač výchylky vibrací eddyNCDT 3300 od společnosti MICRO-EPSILON, který disponuje frekvenční odezvou 100 kHz [30]. Nelze tudíž obecně konstatovat, že například snímače výchylky jsou určeny pro měření pouze při nízkých frekvencích. Při výběru snímače, je kromě jeho frekvenčního rozsahu důležitou veličinou i jeho dynamický rozsah neboli rozsah amplitud měřené veličiny, které je možné daným snímačem měřit [31]. Správný výběr snímače tedy závisí vždy na povaze měření a na tom, za jakým účelem je prováděno.



Obr. 7 Vzájemná závislost výchylky, rychlosti a zrychlení vibrací [31]

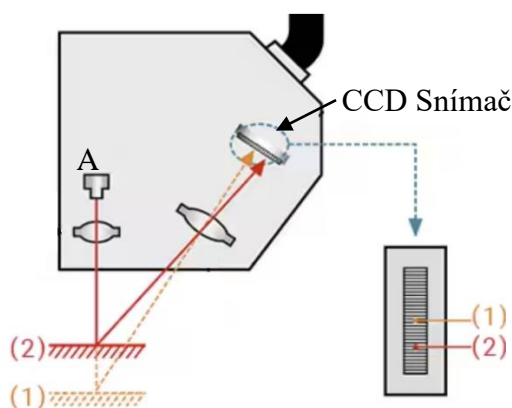
2.1.1 SNÍMAČE VÝCHYLKY

Snímače výchylky mohou fungovat na principu indukčním, indukčnostním, kapacitním, magnetickém nebo optickém. Pro měření výchylky vibrací se používají nejčastěji indukčnostní snímače, především však bezkontaktní. Uvnitř těchto snímačů je cívka, která je napájena a má určitou impedanci, čímž generuje elektromagnetické pole. Pokud je do tohoto elektromagnetického pole následně přiblížen nějaký feromagnetický materiál, dojde k ovlivnění impedance cívky a tím se změní i její indukčnost. Následně je možné změřit napětí [32,33]. Jelikož tyto snímače disponují odolností vůči vysokým teplotám a velkou přesností, lze je například využít pro měření sekundárního pohybu pístu a dynamiky pístních kroužků, které mohou mít významný vliv na spotřebu oleje a proudění spalin [34,35] viz následující obrázek:



Obr. 8 Měření sekundárního pohybu pístu za pomoci snímače výchylky [35]

Další skupinu bezkontaktních snímačů výchylky tvoří laserové snímače, které fungují na metodě triangulace či na konfokální metodě. Princip metody triangulace vyplývá z následujícího obrázku:



Obr. 9 Princip bezkontaktního snímače výchylky pracujícího na metodě triangulace [36]

Z bodu A je vyslán laserový paprsek na měřený objekt, od kterého je následně odražen do CCD (Charge-coupled device) snímače. Pokud dojde k pohybu měřeného objektu, změní se úhel odrazu, a tudíž odražený paprsek dopadne na jiné místo snímače. Jelikož známe rozdíl vzdáleností mezi body na snímači, na které dopadá laserový paprsek, lze následně stanovit výchylku měřeného objektu [36].

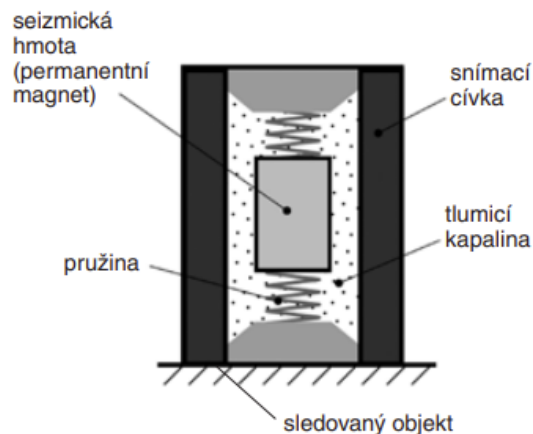
Laserový snímač pracující na metodě triangulace lze využít například pro měření výchylky vibrací výfukového potrubí motoru. Problémem však může být, že konvenční laserové snímače využívají pro snímání výchylky červený paprsek, jehož vlnová délka je 670 nm. Vzhledem k tomu, že výfukové spaliny mají velmi vysoké teploty, může dojít ke zčervenání výfukového potrubí a radiaci infračerveného záření. Použití červeného laseru pracujícího v infračerveném pásmu by tak nebylo vhodné, jelikož by mohlo docházet ke zkreslení měřených hodnot. Pro tuto aplikaci lze proto využít například laserového snímače optoNCDT 1700BL od firmy MICRO-EPSILON využívajícího pro měření modrého laseru s vlnovou délkou 405 nm [37]. Jak již bylo zmíněno výše, snímače výchylky se používají především pro měření v nižších frekvencích, řádově do 5kHz, nicméně na trhu lze nalézt i snímače disponující schopností měření ve vyšších řádech desítek kHz.

2.1.2 SNÍMAČE RYCHLOSTI

Kontaktní snímače rychlosti jsou založeny na principu elektromagnetické indukce. Cívka, zajišťující měření, se pohybuje v magnetickém poli permanentního magnetu, který tvoří seizmickou hmotu snímače. Z měřeného objektu jsou následně na cívku přenášeny vibrace a dochází ke vzniku indukovaného napětí U [V] dle následujícího vztahu [32]:

$$U = Blv_s, \quad (30)$$

kde B [T] je indukce magnetického pole ve vzduchové mezeře snímače, l [m] je délka vodiče cívky a v_s [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je rychlost kmitání pouzdra snímače. Schéma snímače je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 10 Schéma kontaktního snímače rychlosti pracujícího na principu elektromagnetické indukce [32]

Snímač rychlosti uvedený na obr. 10 je principiálně snímač amplitudy kmitů, avšak díky mechanicko-elektrické transformaci signálu je vyhodnocována rychlost kmitání jeho pouzdra [32]. Frekvenční rozsah použití kontaktních snímačů rychlosti vibrací je zhruba od 1 Hz do 2000 Hz [38]. S tímto typem snímačů se lze však setkat pouze zřídka.

To ovšem neplatí o takzvaných laserových vibrometrech, které jsou v dnešní době naopak hojně využívány. Tyto vibrometry fungují na principu Dopplerova jevu. Z laseru je vyslána dvojice laserových paprsků, přičemž jeden slouží jako referenční a druhý dopadá na pohybující se (měřený) objekt. Paprsek se od měřeného objektu následně odrazí zpět k vibrometru, který analyzuje rozdíl mezi vyslaným a odraženým paprskem. Na základě fázového rozdílu lze poté určit vlastnosti pohybujícího se objektu [39]. Výhoda laserových vibrometrů spočívá v tom, že nedochází k ovlivnění měřeného objektu a především, že je možno měřit objekt v mnoha bodech. To umožňuje například metoda kontinuálního skenování (CSLDV), kdy se laserový paprsek postupně pohybuje po určité dráze na měřeném objektu [40]. Laserový skenovací vibrometry, lze použít k mnoha aplikacím. Jednou z nich je například měření vibrací pneumatik, které mají významný vliv na akustiku uvnitř vozidla. Měření, viz obr. 11 je prováděno za pomoci 3D skenovacího vibrometru společnosti Polytec na válcovém dynamometru, kdy dojde k roztočení jednoho z válců (33–99 km/h), na kterém jsou aplikovány různé výčnělky a nerovnosti. Vibrace pneumatik jsou poté při jednotlivých rychlostech měřeny pomocí vibrometru, přičemž je paralelně měřena hladina akustického tlaku v interiéru vozidla. Z měření vyplývá, že hlavní rezonanční frekvence pneumatiky se vyskytují v oblasti do 300 Hz [41].



Obr. 11 Měření vibrací pneumatik na válcovém dynamometru za pomoci laserového vibrometru [41]

2.1.3 SNÍMAČE ZRYCHLENÍ

Mezi nejvíce používané snímače se řadí snímače zrychlení. Hlavním důvodem je skutečnost, že jsou schopny za pomoci integrace elektronicky dopočítávat jak rychlost vibrací, tak i výchylku vibrací. Pro základní měření tedy stačí disponovat pouze jedním přístrojem, s jehož pomocí lze stanovit všechny tři veličiny. Jeden z takových přístrojů od společnosti Adash je uveden na obr. 12. Mezi další přednost snímačů zrychlení se řadí jejich velký dynamický a frekvenční rozsah, a to i po provedení integrace zrychlení pro dopočítání některé z dalších veličin [29].



Obr. 12 Vibrometr A4900 Vibrio M od společnosti Adash [42]

Snímače zrychlení fungují na principu piezoelektrického jevu, kdy dochází k tlakovému či smykovému namáhání piezokrystalu [32,43]. Pokud je snímač umístěn v setrvačném poli, seismická hmota obsažena ve snímači, přitěžuje nebo odlehčuje piezoelektrický materiál, který následně generuje elektrický náboj, jehož velikost je úměrná setrvačné síle působící na seismickou hmotu. Jelikož seismická hmota zrychluje se stejnou velikostí a fází jako základna akcelerometru, výstupní hodnota akcelerometru je úměrná zrychlení jeho základny, a tudíž zrychlení povrchu, na kterém je akcelerometr připevněn [44]. Výstupní hodnota akcelerometru, kterou je elektrický náboj, je poté převedena za pomoci nábojového převodníku na elektrické napětí na základě následujícího vztahu [45]:

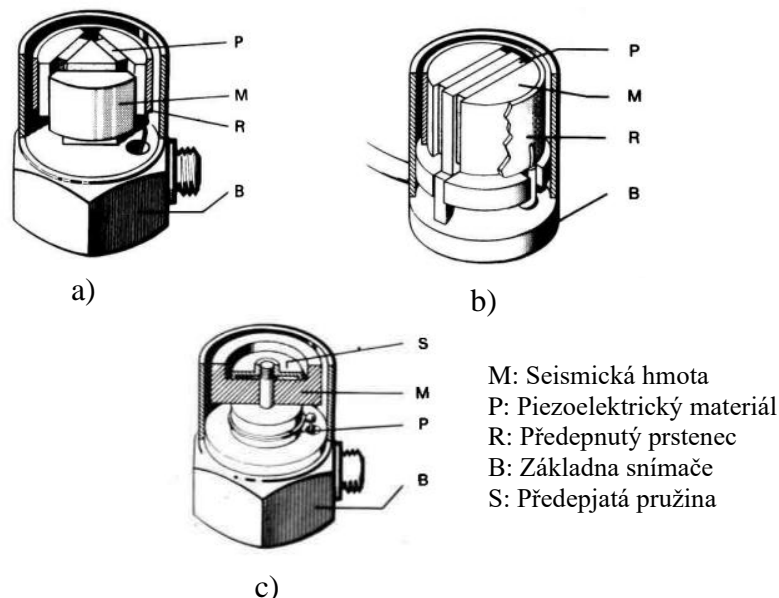
$$U \approx Q \approx F = ma, \quad (31)$$

kde U je elektrické napětí [V], Q je elektrický náboj [C], F je setrvačná síla [N], m je hmotnost seismické hmoty [kg], a a představuje zrychlení [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]. Mezi snímače zrychlení se řadí snímače piezoelektrické nábojové, piezoelektrické napěťové (CCLD/IEPE) a snímače piezorezistivní. Rozdíl mezi nábojovými a napěťovými snímači spočívá v tom, že napěťové snímače mají na rozdíl od nábojových snímačů převodník náboje implementovaný již ve své konstrukci, a tudíž není potřeba použití externího převodníku, který bývá zpravidla ke snímači připojen kabelem. Jejich nevýhoda však spočívá v omezeném teplotním rozsahu do zhruba 180 °C [46].

Mezi často používané konstrukce piezoelektrických snímačů zrychlení patří například konstrukce Delta Shear viz obr. 13 a). Tyto snímače jsou tvořeny třemi páry piezokrystalů a setrvačných hmot, které jsou umístěny na trojbokém středovém sloupku, s použitím předepnutého prstence, což zajišťuje jejich velmi dobrou linearitu. Výhodou této konstrukce je kromě velké citlivosti, nízké hmotnosti a vysoké vlastní frekvence taktéž oddělení základny snímače od vlastního snímacího mechanismu, díky čemuž jsou tyto snímače použitelné i při vyšších teplotách či vyšším mechanickém namáhání [32,44,47].

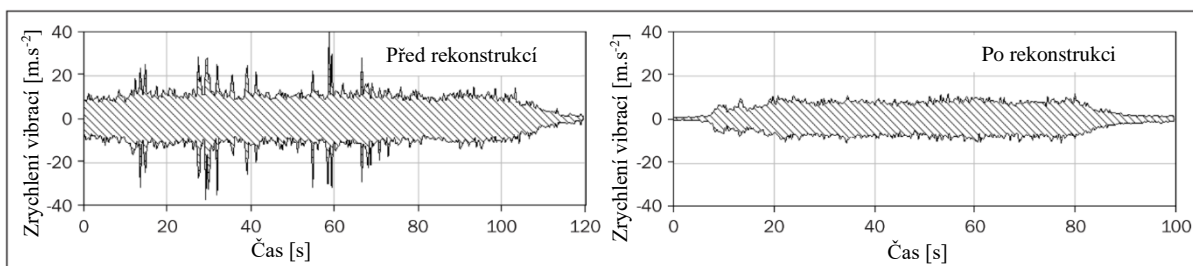
Dalším příkladem je konstrukce Planar Shear viz obr. 13 b), jež je podobná konstrukci Delta Shear, s tím rozdílem, že jsou použity pouze dva páry piezokrystalů a setrvačných hmot umístěných na středovém sloupku. Výhody snímačů typu Planar Shear jsou shodné s konstrukcí Delta Shear, avšak disponují o něco nižší citlivostí [32,44,48].

Snímač s centrálním tlakovým namáháním, jenž je uveden na obr. 13 c) má piezoelektrický krystal a setrvačnou hmotu namontovanou na válcovém středovém nosníku, s použitím předeprжатé pružiny. Tyto snímače se vyznačují menší citlivostí při větší hmotnosti setrvačné hmoty snímače. Jejich nedostatek spočívá v ovlivnění signálu ze snímače v případě změny tvaru a namáhání jeho základny. Ačkoliv lze tento nedostatek kompenzovat použitím speciálního materiálu, řadí se mezi typ snímačů s většími nejistotami. Tyto snímače mohou být použity například jako kalibrační [32,44,49].



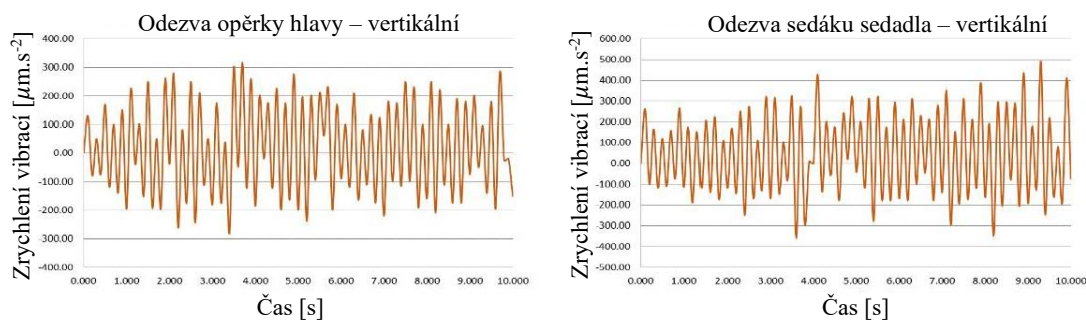
Obr. 13 Konstrukce jednotlivých typů piezoelektrických snímačů zrychlení a) Delta Shear, b) Planar Shear, c) Snímač s centrálním tlakovým namáháním [44]

Jedna z možností aplikací piezoelektrických snímačů zrychlení je například hodnocení kvality povrchu vozovky městských komunikací viz článek [50]. Tento článek srovnává vibrace vozidla značky Opel Vectra (2002) na pozemní komunikaci v Záhřebu před a následně po její rekonstrukci. Vibrace vozidla byly měřeny za pomoci dvojice akcelerometrů Brüel & Kjær (4508B1 a 4508B), přičemž jeden byl umístěn v místě zavěšení kola a druhý na karoserii vozidla pod sedačkou řidiče. Následně byly provedeny jízdní zkoušky při konstantní rychlosti 80 km/h [50]. Následující obrázek ukazuje srovnání vibrací zavěšení kola před rekonstrukcí a po rekonstrukci vozovky:



Obr. 14 Závislost zrychlení vibrací v místě zavěšení kola před a po rekonstrukci vozovky – upraveno [50]

Dalším příkladem využití snímačů zrychlení je například měření vibrací sedaček automobilu. Vzhledem k tomu, že vibrace sedadel se vyskytují v oblasti velmi nízkých frekvencí (1–80 Hz), není použití standardních piezoelektrických snímačů vhodné. Pro takto nízké frekvence jsou používány buď piezoelektrické napěťové snímače IEPE (Integrated Electronics Piezo-Electric) nebo poslední zmíněná skupina snímačů, což jsou snímače piezorezistivní (MEMS-Micro-electro-mechanical-system) [51]. V článku [52], zaměřujícím se na měření vibrací sedaček, byly použity IEPE akcelerometry Dytran 3055, které byly umístěny na hlavovou opěrku a spodní část sedadla spolujezdce. Poté byla provedena akcelerace s vozidlem na rychlost 50 km/h, přičemž byly měřeny vibrace ve vertikálním směru po dobu 60 sekund. Jelikož největší vibrace vznikají právě při akceleraci, bylo vyhodnocováno pouze prvních 10 sekund jízdy (akcelerace) [52]. Výsledky měření jsou uvedeny v následujícím obrázku:

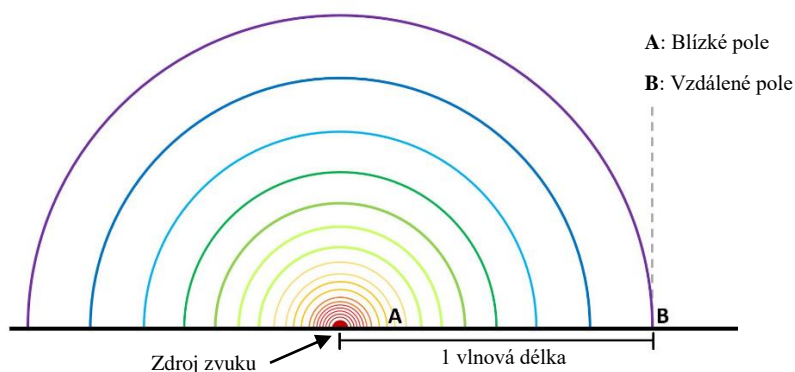


Obr. 15 Zrychlení vibrací hlavové opěrky a sedadla při akceleraci vozidla – upraveno [52]

2.2 MĚŘENÍ ZVUKU

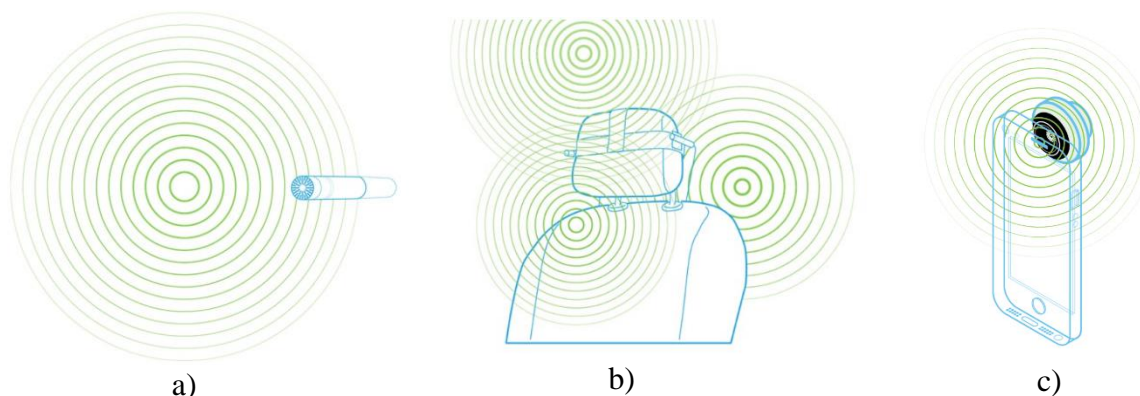
U měření zvuku je velmi důležité mít na paměti v jakých akustických podmínkách je měření prováděno (bude vysvětleno později u rozdělení mikrofonů). Z tohoto důvodu je potřeba nejprve porozumět jakými způsoby se zvukové vlny šíří. V běžné praxi se lze setkat s dvěma základními způsoby šíření zvuku: s vlnou rovinnou a vlnou kulovou. Od zdroje zvuku, který je v porovnání se vzdáleností od zdroje dostatečně malý, lze uvažovat, že se zvukové vlny šíří homogenním prostředím přímočaře do všech směrů ve tvaru kulových vln. Za předpokladu, že je pozorovatel od zdroje ve vzdálenosti větší, než je jedna vlnová délka kontrolovaného signálu, lze kulovou vlnu přibližně považovat za vlnu rovinnou [4].

Při měření, je stěžejní, jakým způsobem se vlny v daném místě měření šíří. To se běžně popisuje pomocí takzvaného vzdáleného a blízkého pole [53]. Jak již název napovídá, blízké pole se nachází v blízkosti zdroje zvuku, a tudíž se jedná o oblast, kde se zvuk šíří ve formě kulových vln. Kulové vlny se vyznačují tím, že mají významný fázový posun mezi akustickým tlakem a akustickou rychlostí. Tato skutečnost je důležitá především při výpočtu akustického výkonu, jelikož při jeho určení např. z měřeného akustického tlaku je potřeba do jeho výpočtu zahrnout právě fázový posun. Z tohoto důvodu je měření v blízkém akustickém poli ve srovnání se vzdáleným o poznání komplikovanější. Jak již však bylo zmíněno, pokud měření probíhá ve vzdálenosti minimálně jedné vlnové délky od zdroje zvuku, je $\cos \varphi$ fázového posunu roven 0,99, a tudíž lze aproximovat kulovou vlnu vlnou rovinnou [4]. V obr. 16 je schematicky zobrazeno šíření zvukových vln od zdroje zvuku.



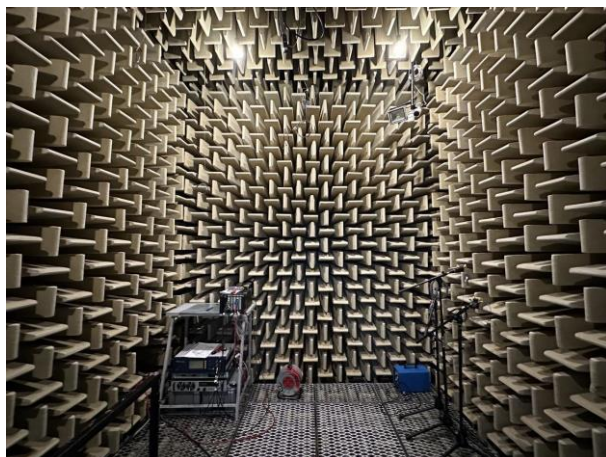
Obr. 16 Blízké a vzdálené akustické pole – upraveno [54]

Dalším ze způsobů, kterým lze rozdělit akustické pole, je rozdělení na takzvané akustické pole volné, tlakové a difúzní. Volné pole je část akustického prostoru, kde se zvuk může šířit volně, bez vlivu překážek. Tlakové pole je charakterizováno akustickým tlakem, který má stejnou velikost a fázi v celém poli. Zvukové pole, které se vyznačuje vlastnostmi tlakového pole, lze nalézt například v malých dutinách (malých v porovnání s vlnovou délkou) jako jsou třeba umělé uši, které lze využít pro měření elektroakustických parametrů sluchátek. Posledním zmíněným polem, je pole difúzní, v němž na posluchače kromě zvukových vln ze zdroje dopadají i vlny odražené od různých překážek [55]. Pro lepší představu je rozdělení uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 17 a) Volné akustické pole, b) difúzní akustické pole, c) tlakové akustické pole [56]

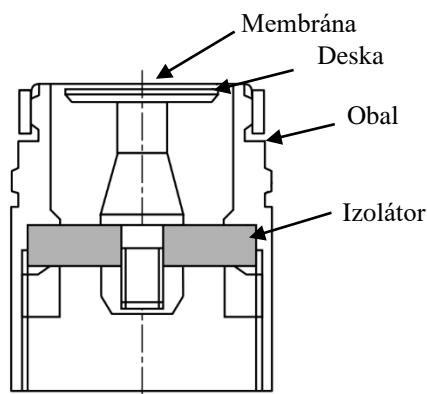
Měření akustických veličin je nejlepší provádět ve volném poli. Ideální volné pole je však v realitě poměrně náročné nasimulovat. V ideálním případě by měření ve volném poli probíhalo tak, že by zdroj zvuku byl umístěn na volném prostranství, kde by se v blízkosti jednoho kilometru nenacházel žádný objekt. Je tedy zřejmé, že zajištění těchto podmínek pro měření není ve většině případů možné. Volné pole je však možno nasimulovat za pomoci takzvané plně bezdozvukové komory. Tyto komory mají stěny obložené zvukopohltivými klíny, které mají za úkol mařit akustickou energii a co nejvíce eliminovat odrazy zvukových vln. Další výhodou plně bezdozvukových komor je, že umožňují měření velmi tichých aplikací, jelikož hladina hluku pozadí se obecně uvnitř komor pohybuje pod hodnotou 20 dB. Obecně je při měření kladen požadavek na to, aby byl odstup pozadí od měřeného zdroje hluku 6 a více decibelů [12]. Plně bezdozvuková komora nacházející se v laboratořích ÚADI VUT FSI v Brně je zobrazena na obr. 18.



Obr. 18 Plně bezdozvuková komora v laboratořích ÚADI VUT FSI

2.2.1 MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU

Pro měření akustického tlaku se nejčastěji používají tlakové snímače neboli mikrofony. Dle výše zmíněných akustických polí, lze mikrofony rozdělit do tří základních kategorií: mikrofony určené pro měření ve volném, tlakovém a difúzním poli [57]. Nejčastěji se používají takzvané kondenzátorové mikrofony. Lze se však setkat i s mikrofony magnetickými, či piezoelektrickými. Konstrukce kondenzátorových mikrofونů je tvořena kovovým pouzdrem, v němž je za jemnou a vysoce napjatou membránou o tloušťce 1,5 - 8 μm umístěna deska ve vzdálenosti typicky 20 μm , pod níž se nachází elektrický izolátor [55]. Konstrukce kondenzátorového mikrofону je uvedena v následujícím obrázku:



Obr. 19 Konstrukce kondenzátorového mikrofону [55]

Vlivem tlakových pulzací dochází následně k rozvibrování membrány. Pohyb membrány způsobí změny vzdálenosti mezi membránou a deskou, což vyvolá změnu elektrické kapacity. Následně je změna elektrické kapacity převedena za pomoci konstantního náboje, který je obsažen ve vložce mikrofону (před-polarizované mikrofony) nebo je na ni přiváděn za pomoci předzesilovače (externě-polarizované mikrofony) na změnu elektrického napětí, které slouží jako výstupní veličina [55].

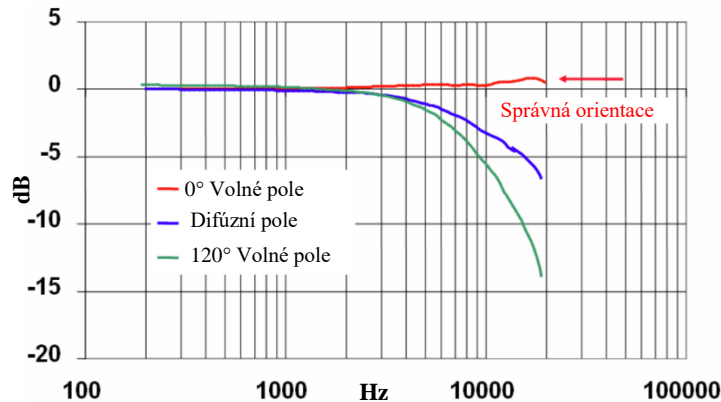
Při výběru mikrofonu je taktéž potřeba počítat s tím, že jakmile je mikrofon umístěn do akustického pole, dojde k jeho ovlivnění, jelikož před mikrofonem se zvýší tlak vlivem lokálních odrazů a mikrofon tedy naměří vyšší akustický tlak. Tento nárůst „citlivosti“ je závislý na měřené frekvenci, s maximem na frekvenci, kde je vlnová délka rovna průměru mikrofonu [57]. Aby nedošlo k ovlivnění akustického pole, měl by být mikrofon co nejmenší. Typicky používané mikrofony mají průměry od ½ palce až do 1 palce, přičemž jejich délka se pohybuje v rozmezí 6 až 8 palců. Při nízkých frekvencích pod 1 kHz je velikost mikrofonu mnohem menší než vlnová délka a akustické pole není významně ovlivněno. V tomto frekvenčním pásmu lze navíc mikrofon považovat za všesměrový, jelikož akustický tlak je veličina skalární. Pokud se však pohybujeme v pásmu několika kilohertz, velikost mikrofonu již nelze v porovnání s vlnovou délkou zanedbat a nelze jej považovat za všesměrový [58].

Mikrofony používané pro měření ve volném poli jsou navrženy tak, aby měly plochou frekvenční charakteristiku pro zvukové vlny, které dopadají kolmo na membránu mikrofonu, z čehož vyplývá, že by měly být umístěny přímo ve směru zvukového zdroje [55,57,58].

Mikrofony pro měření v difúzním poli jsou konstruovány tak, aby byly schopny rovnoměrně reagovat na zvukové vlny dopadající na mikrofon současně ze všech úhlů. Tyto mikrofony by proto měly být používány pro měření ve vnitřních prostorech, jako je třeba interiér automobilu [57].

Poslední skupinu, kterou tvoří mikrofony určené pro měření v tlakovém poli, jsou určeny pro měření v uzavřených dutinách například při kalibraci audio přístrojů, kde jsou rozměry mikronu stejné nebo menší, než jsou vlnové délky měřených zvukových vln [55,58].

Mohlo by se tedy zdát, že pokud by bylo potřeba provádět větší množství měření akustického tlaku různých charakterů, bylo by potřeba disponovat velkou škálou různorodých druhů mikrofonů. Jednou z možností, jak lze využít specifický druh mikrofonu pro měření v různých akustických polích je jeho správná orientace. Pokud by byl například pro měření k dispozici pouze mikrofon určený pro měření v tlakovém poli, lze jej při správné orientaci (v 90° úhlu dopadu zvukových vln) použít například ve volném zvukovém poli [59]. Pokud by však jeho orientace byla v závislosti na úhlu dopadu zvukových vln zvolena špatně, může být jeho frekvenční odezva zkreslena. Obr. 20 zobrazuje frekvenční odezvu mikrofonu určeného do volného pole při jeho správném použití a při jeho použití při špatné orientaci, či v jiném akustickém poli. V dnešní době moderních technologií se však lze setkat i s množstvím softwarů, které jsou schopny měřený signál upravit a umožnit tak použití mikrofonu v různých podmínkách a různých akustických polích. Jeden z takových softwarů nesoucí název REq-X, který umožňuje upravovat frekvenční odezvu mikrofonů a dalších snímačů byl vyvinut firmou Brüel & Kjær [57].

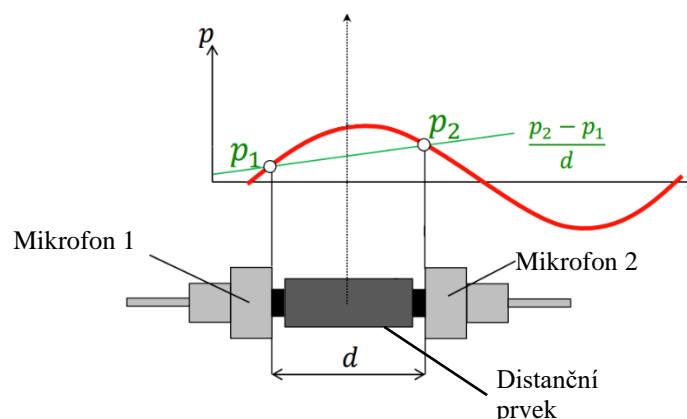


Obr. 20 Frekvenční odezva mikrofonu určeného do volného pole v závislosti na jeho orientaci a použití v difúzním poli – upraveno [57]

2.2.2 STANOVENÍ AKUSTICKÉ INTENZITY

Další veličinou, kterou lze určit je akustická intenzita. Jak již bylo uvedeno v podkapitole 1.4 intenzita zvuku je vektorová veličina, jejíž vektor je dán jako časově průměrovaný součin okamžitého akustického tlaku a odpovídající okamžité rychlosti kmitajících částic v téměř místě [8]. Měření akustického tlaku lze provést za pomoci mikrofonu. Měření akustické rychlosti je však poněkud komplikovanější. Pro určení akustické rychlosti lze využít Eulerova vztahu, kdy lze stanovit akustické zrychlení (ze kterého je následně za pomoci integrace stanovena akustická rychlost) za pomoci známého tlakového gradientu a hustoty prostředí [60].

Pro stanovení tlakového gradientu lze použít dvojici mikrofonů, které jsou umístěny v přesně definované vzdálenosti určené distančním prvkem. Toto zařízení se nazývá intenzitní sonda [60]. Pokud následně dopadne zvuková vlna na intenzitní sondu, dojde k naměření akustického tlaku v místě prvního a následně druhého mikrofonu. Z rozdílu takto naměřených tlaků lze poté aproximovat tlakový gradient [61]. Pro lepší porozumění je uveden následující obrázek:



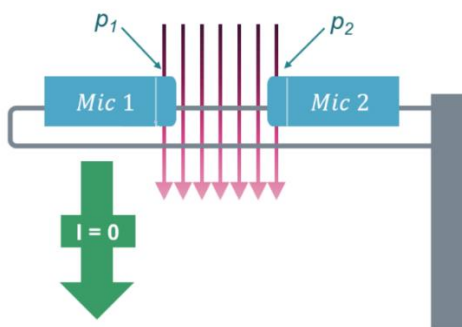
Obr. 21 Princip aproximace tlakového gradientu za pomoci intenzitní sondy – upraveno [8]

Výsledný vztah pro velikost akustické intenzity v daném směru je následně dán jako součin průměrné hodnoty akustického tlaku mezi dvěma mikrofony a akustické rychlosti získané za pomoci Eulerova vztahu viz následující vztah [8]:

$$|I| = pv = \frac{p_1 + p_2 - 1}{2} \frac{1}{\rho} \int_0^t \frac{p_2 - p_1}{d} dt, \quad (32)$$

kde p_1, p_2 [Pa] je akustický tlak v místě prvního a druhého mikrofону, ρ [kg.m⁻³] je hustota prostředí a d [m] je délka distančního prvku.

Nejčastěji používanou sondou je sonda, která má umístěnou dvojici mikrofónů čelem k sobě. Díky umístění mikrofónů čelem k sobě disponuje sonda lepší frekvenční odezvou a směrovými charakteristikami, než pokud jsou mikrofóny umístěny například zády k sobě. Použití intenzitní sondy pro různé frekvenční oblasti závisí na velikosti použitého distančního prvku (6, 12, 55 mm). Aby bylo možné stanovit vektor akustické intenzity je potřeba provést měření ve třech na sebe vzájemně kolmých směrech. Je tedy zřejmé, že intenzitní sonda disponuje různou citlivostí v závislosti na úhlu dopadu zvukových vln. Pokud je umístěna přímo ke směru šíření zvukových vln (zvukové vlny dopadají na osu mikrofónů), její citlivost je nejvyšší. Pokud zvukové vlny dopadají pod jiným úhlem, dochází k poklesu odezvy sondy [60]. Směrnost intenzitní sondy si lze vysvětlit na obr. 22. Pokud by orientace sondy byla zvolena tak, že by zvukové vlny dopadaly kolmo na osu mikrofónů, ze vztahu uvedeném v rovnici (32) plyne, že naměřená intenzita bude nulová, jelikož rozdíl naměřených tlaků bude nulový [61].



Obr. 22 Zvukové vlny dopadající kolmo na osu mikrofónů intenzitní sondy [61]

Jeden z důvodů, proč je určována akustická intenzita je stanovení akustického výkonu. Ačkoliv lze stanovit akustický výkon i za pomoci měření akustického tlaku, je potřeba splňovat určité podmínky, jako je například zajištění volného akustického pole. Tyto podmínky lze dle normy ČSN EN ISO 3741 zajistit například v bezdozvukové nebo dozvukové komoře [62]. Pokud je však akustický výkon určován za pomoci akustické intenzity, lze měření provádět například v blízkém poli i s konstantním hlukem pozadí [60]. Měření v prostředí, kde se vyskytuje hluk pozadí je možné díky směrové charakteristice intenzitní sondy, jak již bylo zmíněno výše. Pokud totiž na intenzitní sondu dopadne zvuková vlna z opačného směru než ze zdroje zvuku, lze díky informaci, na který ze dvojice mikrofónů dopadla zvuková vlna dříve, označit danou vlnu jako reaktivní (odraženou) [12].

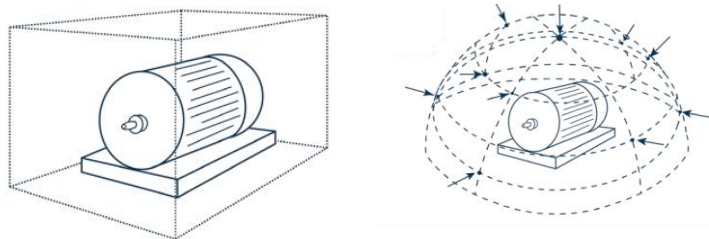
Jako příklad využití intenzitní sondy, lze uvést měření intenzity zvuku krytu motoru VW 1600 Transporter roku výroby 1972 za využití intenzitní sondy Brüel & Kjær disponující dvojicí ½ palcových mikrofónů a 50 milimetrového distančního prvku. Měření bylo provedeno v klidovém stavu při otáčkách okolo 1 900 min⁻¹. Na základě měření bylo zjištěno, že pro frekvence nižší než 100 Hz včetně, se kryt motoru choval jako absorpční prvek a většina jeho vyzářené energie byla absorbována zpět, zatímco při frekvencích vyšších než 125 Hz byla již jeho energie vyzářena do okolního prostoru [63].

2.2.3 STANOVENÍ AKUSTICKÉHO VÝKONU

Jak již bylo uvedeno, akustický výkon lze stanovit za pomoci akustického tlaku či akustické intenzity. K jeho stanovení se však ve valné většině případů používá právě akustická intenzita. Důvodem je to, že měření může být provedeno v blízkém poli s konstantním hlukem pozadí. Akustický výkon je dán jako střední hodnota akustické intenzity procházející plochou S . Pro stanovení akustického výkonu je tedy potřeba měřený zdroj hluku obestavět takzvanou virtuální plochou. Virtuální plocha obklopující zdroj hluku může mít teoreticky jakýkoliv tvar, pokud se v této ploše nenachází jiný zdroj hluku nebo materiály pohlcující zvuk. Nejčastěji se však používá tvar krychle či hemisféry [60]. Příklady virtuálních ploch jsou uvedeny na obr. 23.

Jakmile je definována tato virtuální plocha, je následně diskretizována do menších ploch. Následné měření akustické intenzity podléhá normě ČSN EN ISO 9614, která je rozdělena do tří podoblastí v závislosti na metodě měření akustické intenzity. Pokud měření probíhá dle normy ISO 9614.1, dochází k měření akustické intenzity v jednom bodě (těžišti) diskretizované plochy. Pokud by bylo postupováno dle normy ČSN EN ISO 9614.2/3 měření by probíhalo takzvaným skenováním diskretizovaných ploch [60].

Měření intenzity za pomoci skenování je obecně přesnější, ale nabízí horší opakovatelnost, jelikož je potřeba posouvat s intenzitní sondou konstantně a pokrýt celou diskretizovanou plochu. Měření v bodě diskretizované plochy je naopak lepší pro opakovatelnost měření. Nelze tedy uvést, která z metod je lepší, jelikož každá z metod závisí na konkrétním měření a jeho aplikaci [60].



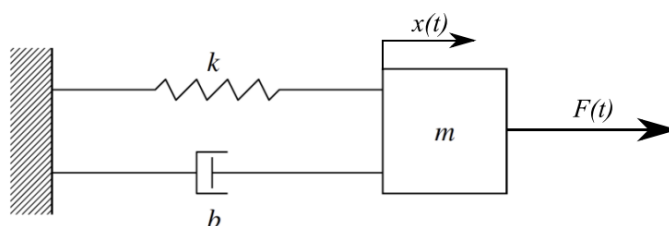
Obr. 23 Virtuální plocha okolo zdroje hluku [60]

3 SNIŽOVÁNÍ VIBRACÍ A HLUKU

Problematika snižování vibrací a hluku včetně rozdělení jednotlivých zdrojů hluku, podílejících se na celkové akustice v interiéru vozidla, byla již podrobně řešena v mé bakalářské práci [64]. V práci byly postupně rozděleny a popsány jednotlivé zdroje hluku, mezi které patří především hluk od spalovacího motoru, výfukového systému a sání, převodového ústrojí, od kontaktu pneumatik s vozovkou a v neposlední řadě aerodynamický hluk. Následně byly popsány jednotlivé přístupy, kterými lze nežádoucí hluk a vibrace potlačit. Tyto přístupy byly rozděleny na metody aktivní, mezi které se řadí například dopředná nebo zpětnovazební metoda aktivního potlačení hluku, a metody pasivní. Mezi pasivní metody byl zařazen například správný návrh aerodynamiky karoserie či pneumatik a použití materiálů schopných utlumit vibrace a pohltit zvuk. Jelikož v experimentální části této práce bude zhodnocen přínos dodatečného odhlučnění vozidla za pomoci zvuk pohltivých a vibrace tlumících materiálů, je tato kapitola zaměřena především na detailní rozbor problematiky těchto materiálů.

3.1 VIBRACE A VLASTNÍ FREKVENCE

Jak již bylo uvedeno v podkapitole 2.1, vibracemi (chvěním) lze nazývat jakýkoliv kontinuální pohyb, např. povrchu nějakého tělesa kolem své rovnovážné polohy [28]. Podstata netlumeného chvění spočívá ve vstupu určité energie do systému a následně v transformaci potenciální energie v kinetickou a naopak. Tento proces lze vysvětlit na základě existence setrvačných elementů (hmota), které vůči sobě uchovávají kinetickou energii, a elastických elementů (pružina), které uchovávají potenciální energii. Síla, kterou pružina působí na hmotu je taková, aby udržela hmotu v rovnovážné poloze, což má za následek kmitání této hmoty a přeměnu energií [65]. Jelikož však veškeré materiály disponují nějakým vnitřním tlumením, je potřeba počítat i s tlumením, které je v modelu reprezentováno viskózním tlumičem. Základním modelem, kterým lze chvění (vibrace) reprezentovat, je model tlumeného kmitání s jedním stupněm volnosti, někdy označován jako harmonický oscilátor [65]. Schéma tohoto modelu je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 24 Schéma modelu vynuceného tlumeného kmitání s jedním stupněm volnosti [65]

Pohybová rovnice pro harmonický oscilátor má následující tvar [65]:

$$m\ddot{x}(t) + b\dot{x}(t) + kx = F(t). \quad (33)$$

Z rovnice je patrné, že model harmonického oscilátoru se skládá celkem ze čtyř částí, kterými jsou hmotnost m [kg], pružina určité tuhosti k [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$], viskózní tlumič definovaný koeficientem tlumení b [-] a vnější síla závislá na čase $F(t)$ [N].

Pohyb oscilátoru je popsán posuvem x [m], který je závislý na čase t [s]. Pohybová rovnice je tedy lineární diferenciální rovnicí druhého řádu, jejíž levá strana popisuje vnitřní síly a pravá vnější působící síly [65].

Podle členů, které jsou obsaženy v pohybové rovnici, lze kmitání rozdělit na dva základní typy. Pokud je pravá strana rovnice nulová, jedná se obecně o volné kmitání. Pokud dochází k působení nějaké vnější síly, jedná se o kmitání vynucené. V případě, že se v kmitání vyskytuje tlumení, hovoříme o volném, respektive vynuceném, tlumeném kmitání [65].

Pokud systém není buzen žádnou vnější harmonickou silou a v systému se nevyskytují žádné třecí (tlumicí) síly, hovoříme o volném netlumeném kmitání. V takovém případě má pohybová rovnice následující tvar [66]:

$$m\ddot{x}(t) + kx = 0, \quad (34)$$

po jejíž úpravě dostaneme následující tvar [66]:

$$m\ddot{x}(t) + k\Omega_0^2 x = 0. \quad (35)$$

Člen Ω_0 [rad.s⁻¹] je definován jako vlastní úhlová frekvence netlumeného kmitání a její vztah je dán následovně [66].

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (36)$$

Této vlastní frekvenci odpovídá tzv. vlastní tvar, v němž se daný systém při kmitání s frekvencí odpovídající vlastní vyskytuje. Jelikož jsou všechny struktury a materiály v automobilu nějakým způsobem buzeny a vykazují nějaké vnitřní tlumení, je potřeba použít vztah pro nucené tlumené kmitání [67]. V tomto případě je vztah po úpravě dán následovně [66]:

$$\ddot{x}(t) + 2b_r\Omega_0\dot{x} + \Omega_0^2 x = F(t), \quad (37)$$

kde člen b_r [-] vyjadřuje tzv. poměrný útlum. Pokud nastane situace, že úhlová frekvence budící síly je rovna vlastní úhlové frekvenci systému, může dojít k tzv. rezonanci. Rezonanční frekvence Ω [rad.s⁻¹] pro tlumené vynucené kmitání má poté tvar [66]:

$$\Omega = \Omega_0\sqrt{1 - 2b_r^2}. \quad (38)$$

Znalost vlastních frekvencí je při návrhu z hlediska akustických projevů automobilu stěžejní. Je dobře známo, že pokud dojde k souhlasu vlastní frekvence soustavy a budící frekvence, dochází k nadměrnému rozkmitání (rezonanci) této soustavy, což je kromě velkých výchylek, způsobujících velké napětí a deformace, spojeno i s výrazným nárůstem hluku [12,68]. Omezit vznik rezonancí lze buď minimalizací frekvenčního buzení, nebo změnou vlastní frekvence soustavy. Vzhledem k tomu, že dokonalá minimalizace budících sil není v praxi možná, potlačuje se vznik rezonancí především změnami vlastních frekvencí. Ze vztahu (36) respektive (38) vyplývá, že vlastní frekvenci nějakého systému (struktury) lze ovlivnit buď změnou její tuhosti nebo hmotnosti.

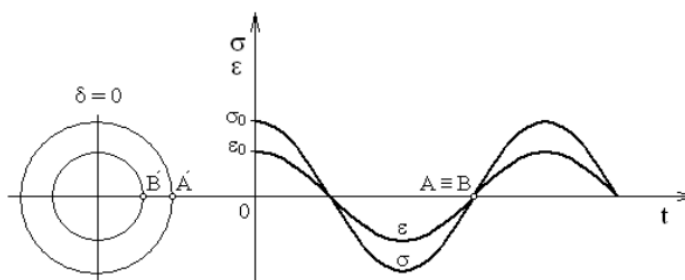
V případě námi řešené problematiky lze jak tuhost, tak i hmotnost určité soustavy (karoserie), a tudíž vlastní frekvenci, ovlivnit právě přidáním materiálů schopných utlumit vibrace. Mezi materiály, které jsou v automobilovém průmyslu používány pro utlumení vibrací (někdy také nazývány jako antivibrační), se řadí především viskoelastické polymerní materiály.

3.2 VISKOELASTICITA MATERIÁLŮ

Uvažujeme-li dynamické harmonické namáhání (nucené kmitání) vzorku viskoelastického materiálu, při jeho namáhání se napětí σ [Pa] a poměrná deformace ε [-] mění harmonicky se stejnou úhlovou frekvencí ω [rad.s⁻¹]. Poměrná deformace má přitom určité fázové zpoždění vůči působícímu napětí. Toto fázové zpoždění je způsobeno takzvaným strukturálním tlumením materiálu, při němž dochází k částečné přeměně mechanické energie v energii tepelnou. Jedná se o vnitřní tlumení materiálů. Množství takto disipované energie je měřítkem strukturálního tlumení. Z pohledu disipace energie při dynamickém namáhání lze materiály rozdělit na elastické, viskózní a viskoelastické [14].

3.2.1 ELASTICKÉ MATERIÁLY

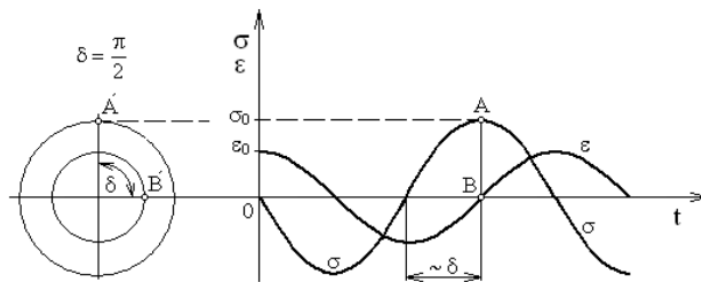
V případě ideálně elastického materiálu je veškerá energie akumulovaná v materiálovém vzorku při jeho zatížení zpětně využita při odlehčení tohoto vzorku, a tudíž nedochází k žádné disipaci vložené mechanické energie v tepelnou energii. Z tohoto důvodu je napětí a poměrná deformace ve fázi a fázový posun δ [rad] je nulový viz obr. 25. U ideálně elastických materiálů platí Hookův zákon, při kterém je lineární závislost mezi napětím a poměrnou deformací [14].



Obr. 25 Časová závislost napětí a poměrné deformace u ideálně elastických materiálů [14]

3.2.2 VISKÓZNÍ MATERIÁLY

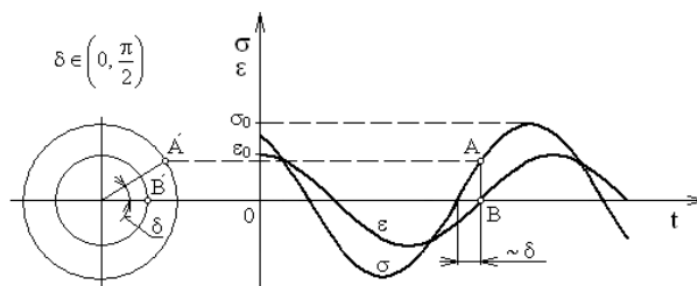
Ideálně viskózní materiály se v porovnání s ideálně elastickými materiály chovají zcela naopak a neplatí u nich Hookův zákon. Veškerá energie, která je vložena do materiálového vzorku při jeho zatížení je disipována v teplo, a nedochází tedy k žádnému zpětnému využití vložené mechanické energie při odlehčení tohoto vzorku. Je tedy zřejmé, že fázový posun mezi napětím a deformací není nulový a fázový posun předbíhá poměrnou deformaci o hodnotu $\delta = \frac{\pi}{2}$ [14]. Tato závislost je uvedena v obr. 26.



Obr. 26 Časová závislost napětí a poměrné deformace u ideálně viskózních materiálů [14]

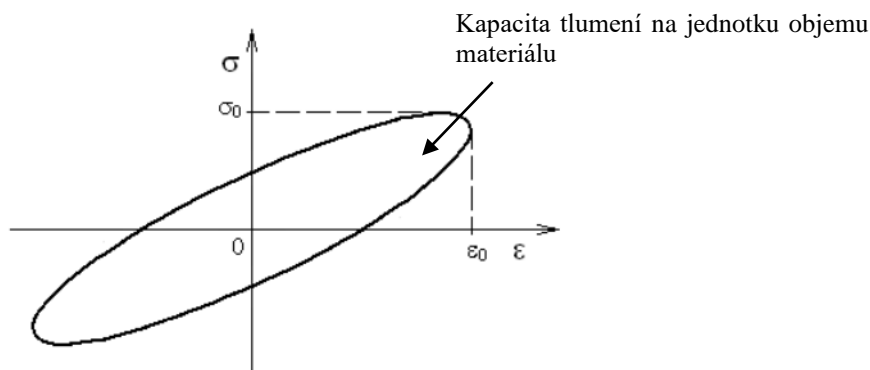
3.2.3 VISKOELASTICKÉ MATERIÁLY

Jak již název napovídá, viskoelastické materiály jsou charakterizovány jak viskózním, tak i elastickým chováním. Podobně jako u viskózních materiálů existuje mezi napětím a poměrnou deformací určitý fázový posun, přičemž napětí předbíhá deformaci s fázovým posunem, který náleží intervalu $(0, \frac{\pi}{2})$ [14]. Chování viskoelastického materiálu je znázorněno v následujícím obrázku:



Obr. 27 Časová závislost napětí a poměrné deformace u viskoelastických materiálů [14]

Část mechanické energie při harmonickém namáhání je tedy využita zpětně při odlehčení a zbytek energie se přemění v tepelnou energii. Velikost takto disipované energie je vyjádřena plochou hysterezní smyčky, která udává závislost mezi napětím a poměrnou deformací za jeden napěťový cyklus. Jinými slovy lze tedy konstatovat, že plocha hysterezní smyčky udává kapacitu tlumení na jednotku objemu viskoelastického materiálu [65]. Jelikož je závislost mezi napětím a poměrnou deformací nelineární, neplatí podobně jako u ideálně viskózních materiálů Hookův zákon. Závislost mezi napětím a poměrnou deformací při harmonickém namáhání u viskoelastických materiálů je uvedena na obr. 28.



Obr. 28 Závislost mezi napětím a poměrnou deformací při harmonickém namáhání u viskoelastických materiálů [14]

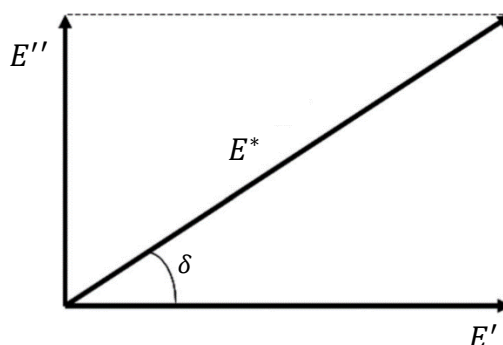
3.2.4 CHARAKTERISTIKY VISKOELASTICKÝCH MATERIÁLŮ

Při popisu viskoelastického chování materiálu je důležitou veličinou komplexní modul pružnosti reprezentující tuhost materiálu, který je dán jako poměr amplitud napětí σ_0 [Pa] a poměrné deformace ε_0 [-]. V závislosti na módu deformace rozlišujeme komplexní modul pružnosti E^* [Pa] (v jednoosém tahu) a G^* [Pa] (ve smyku) [66]. V případě modulu pružnosti v jednoosém tahu je jeho vztah dán následovně [70].

$$|E^*| = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \quad (39)$$

Komplexní modul pružnosti se skládá z elastického modulu E' [Pa] (reálná složka) a ztrátového modulu E'' [Pa] (imaginární složka) [65]. Tyto moduly lze zobrazit ve fázové rovině, ve které jsou vzájemně posunuty o pravý úhel [69]. Komplexní modul pružnosti lze tedy vyjádřit z elastického a ztrátového modulu za pomoci Pythagorovy věty viz obr. 29 dle následujícího vztahu [69].

$$|E^*| = \sqrt{[E'(\omega)]^2 + [E''(\omega)]^2} \quad (40)$$



Obr. 29 Zobrazení Komplexního modulu pružnosti ve fázové rovině – upraveno [69]

Elastický modul je měřítkem elastické odezvy materiálu. Tento modul je proporcionální akumulované energii v jednom cyklu zatěžování [69,70]. Z komplexního modulu pružnosti ho lze vyjádřit dle vztahu (41) [70].

$$E'(\omega) = |E^*| \cos(\delta) \quad (41)$$

Ztrátový modul je měřítkem viskózní odezvy materiálu. Tento modul reprezentuje energii, která se při zatěžování přemění v teplo a charakterizuje tedy tlumicí vlastnosti materiálu. Je proporcionální ztrátové energii během jednoho cyklu zatěžování [65,70]. Z komplexního modulu jej lze analogicky vyjádřit jako [70]:

$$E''(\omega) = |E^*| \sin(\delta), \quad (42)$$

kde δ je fázový posun, který (jak již bylo zmíněno výše) definuje fázový posuv mezi napětím a přetvořením. Jeho hodnoty náleží intervalu od 0 (čistě elastická látka) do $\frac{\pi}{2}$ (čistě viskózní látka).

Poměrem ztrátového k elastickému modulu můžeme definovat takzvaný činitel vnitřního tlumení, někdy také nazývaný jako ztrátový faktor (Loss Factor). Činitel vnitřního tlumení je bezrozměrná veličina, která je měřítkem energetických ztrát. Popisuje mechanické tlumení nebo vnitřní tření viskoelastického materiálu. Vysoká hodnota indikuje, že materiál má výraznou neelastickou deformační složku a naopak [70]. Matematicky jej lze tedy vyjádřit jako [14]:

$$\eta = \tan(\delta) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)}. \quad (43)$$

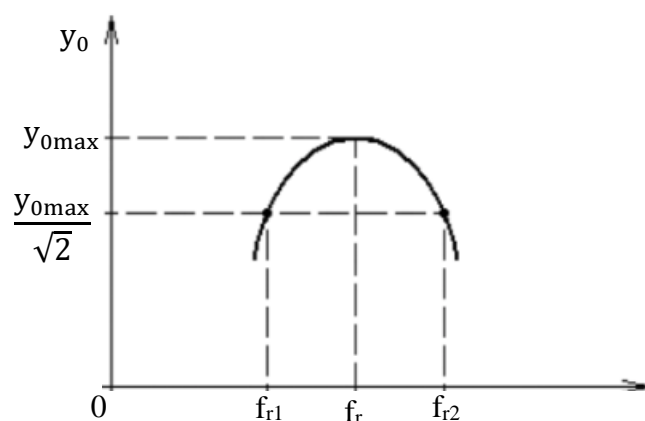
Činitel vnitřního tlumení lze rovněž definovat jako tangentu fázového úhlu mezi přetvořením a napětím.

3.2.5 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ Činitele VNITŘNÍHO TLUMENÍ

Jedna z metod, kterou lze činitel vnitřního tlumení experimentálně stanovit, je například metoda modální šířky pásma. Tato metoda spočívá v tom, že se zkušební materiál (vzorek) rozkmitá budičem vibrací v rozsahu rezonančních frekvencí a následně se sleduje jeho amplituda kmitů v závislosti na měřeném kmitočtu [4]. Rezonanční frekvence se označují jako f_r [Hz], kde r značí číslo módu. Ze známé maximální amplitudy výchylky y_{0max} [m] při rezonanční frekvenci lze poté stanovit krajní frekvence f_{r1} a f_{r2} frekvenčního pásma Δf , jehož šířka odpovídá poklesu amplitud z maxima y_{0max} na hodnotu $y_{0max}/\sqrt{2}$. Činitel vnitřního tlumení je poté stanoven jako poměr šířky frekvenčního pásma Δf a rezonanční frekvence f_r , při níž mají amplitudy maximum [4].

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_r} = \frac{f_{r2} - f_{r1}}{f_r} \quad (44)$$

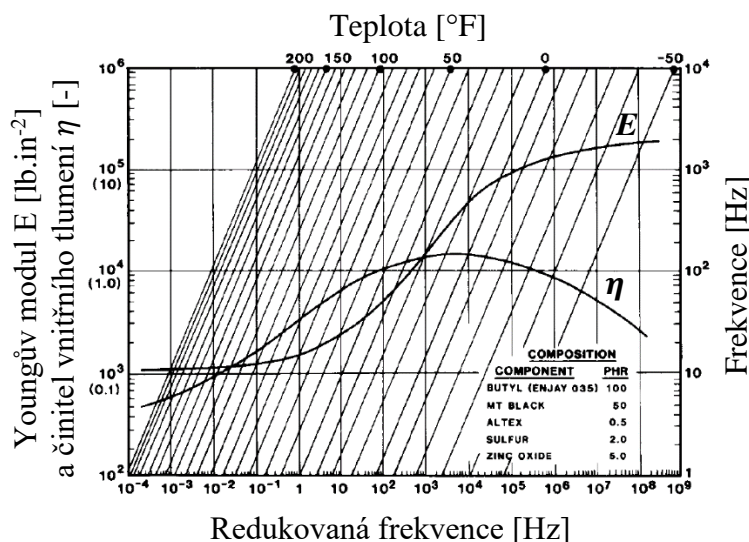
Tato metoda tedy umožňuje určit tlumicí vlastnosti materiálu při všech jeho vlastních frekvencích. Charakteristika je uvedena na obr. 30.



Obr. 30 Amplitudovo-frekvenční charakteristika výchylky [14] - upraveno

Další z možností, kterou lze experimentálně stanovit činitel vnitřního tlumení, je za pomoci sledování doby dozívání T_d [s]. Vzorek je opět budičem vibrací rozkmitán a po vypnutí budící síly je následně stanovena doba T , za kterou poklesne amplituda výchylky na jednu tisícinu původní hodnoty, což odpovídá poklesu o 60 dB. Tato metoda je používána především pro vzorky disponující malým tlumením [4].

Pro lepší představu ohledně velikosti činitele vnitřního tlumení si lze uvést příklad na butyl kaučuku, což je viskoelastický polymerní materiál, který se v dnešní době hojně využívá při dodatečném odhlučnění vozidel. Obrázek 31 uvádí velikost činitele vnitřního tlumení a modulu pružnosti v jednoosém tahu v závislosti na teplotě a frekvenci. Teplota v následujícím obrázku je uvedena v $^{\circ}\text{F}$ a modul pružnosti v lb.in^{-2} .



Obr. 31 Velikost ztrátového faktoru a modulu pružnosti pro butyl kaučuk v závislosti na teplotě a frekvenci [66] - upraveno

Z obrázku je patrné, že činitel vnitřního tlumení pro butyl kaučuk nabývá při frekvenci 100 Hz od teploty 25°F ($-3,8^{\circ}\text{C}$) do teploty 100°F ($37,7^{\circ}\text{C}$) hodnoty lehce přes 1.

Pro lepší představu, jakých hodnot činitele vnitřního tlumení můžou nabývat některé další materiály, je uvedena tab. 2. Je však potřeba mít na paměti, že velikost činitele vnitřního tlumení je závislá jak na přesném materiálovém složení, tak na frekvenci a teplotě [71]. Z tohoto důvodu se hodnoty pro jednotlivé materiály můžou v různých publikacích lišit.

Tab. 2 Činitel vnitřního tlumení různých materiálů [4]

Materiál	Činitel vnitřního tlumení η (-)
Hliník	$7 \cdot 10^{-5}$
Sklo	0,004
Deska ze skelných vláken	0,06
Tvrký litý asfalt	0,2

Činitel vnitřního tlumení je hodnota, která je hojně využívána pro popis tlumících schopností viskoelastických materiálů. Snaha firem, zabývajících se dodatečným odhlučněním vozidel, je uvádět tento součinitel u valné většiny nabízených antivibračních materiálů. Bohužel jej však nelze u nabízených materiálů nijak ověřit, aniž by bylo provedeno experimentální měření, a je tedy velmi pravděpodobné, že se jedná pouze o marketingový tah, kdy vyšší hodnota přiláká větší množství zákazníků.

Jak již bylo zmíněno dříve, vzhledem ke svým ideálně viskoelastickým vlastnostem, jsou pro tlumení vibrací nejčastěji používány polymerní materiály. V následující kapitole je popsána závislost činitele vnitřního tlumení u polymerních materiálů.

3.2.6 ZÁVISLOST ČINITELE VNITŘNÍHO TLUMENÍ U POLYMERNÍCH MATERIÁLŮ

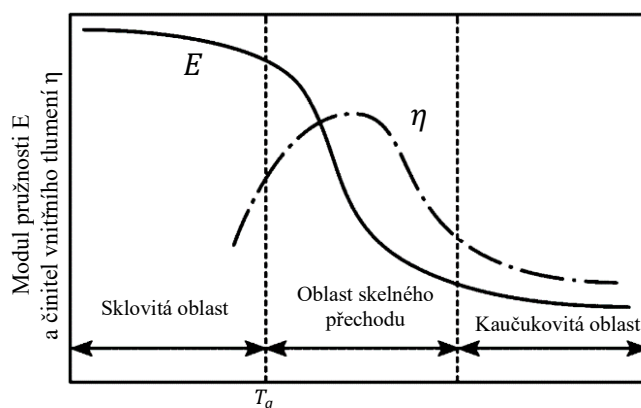
Polymery jsou obecně materiály, jejichž struktura je tvořena mnoha molekulami, které jsou uspořádány do řetězců. Tyto řetězce jsou nazývány jako makromolekuly [72]. Viskoelastické vlastnosti polymerních materiálů závisí na mnoha faktorech jako je jejich molekulární struktura, tření a pohyb mezi těmito molekulami a na různých přídavných látkách. Důležitým faktorem, který taktéž ovlivňuje viskoelastické, respektive tlumící chování polymerů, je teplota a frekvence kmitání při harmonickém namáhání [71].

Jelikož hovoříme o viskoelastickém chování, je zřejmé, že polymer vykazuje jak elastické, tak viskózní vlastnosti. Zatímco hlavní faktor popisující chování elastického materiálu je modul pružnosti u viskózního materiálu je to výše zmíněný činitel vnitřního tlumení [67]. Vlastnosti viskoelastických materiálů v závislosti na teplotě, respektive na frekvenci, lze tedy popsat právě za pomoci modulu pružnosti a činitele vnitřního tlumení. V případě závislosti na teplotě je lze rozdělit do celkem tří oblastí viz obr. 32.

V první oblasti, která je nazývána jako skelná oblast, jsou polymerní materiály tuhé a jsou v takzvaném sklovitém stavu. Tato oblast se vyznačuje vysokým modulem pružnosti. Vzhledem k tomu, že se oblast nachází v regionu nízkých teplot, jsou intermolekulární síly velké, a molekuly tudíž nejsou aktivní. Z tohoto důvodu je činitel vnitřního tlumení v této oblasti nízký [73].

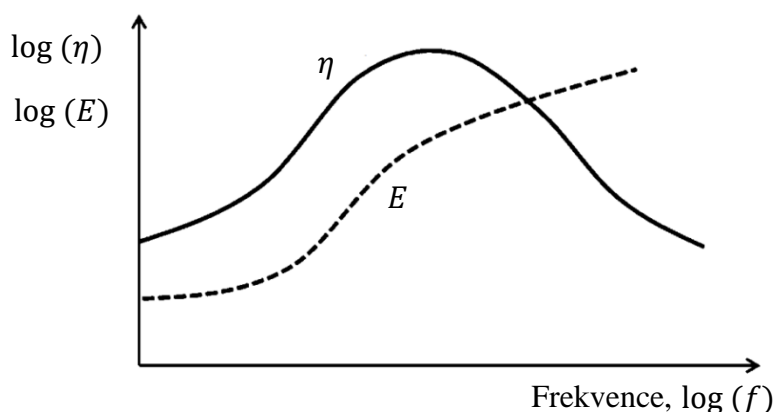
Mezi sklovitou a kaučukovitou oblastí je významná tranzientní oblast, taktéž nazývána jako oblast skelného přechodu. Jelikož dochází ke zvyšování teploty, dochází k poklesu intermolekulárních sil a molekuly se stávají více aktivní, což má za následek prudký pokles modulu pružnosti a výrazný nárůst činitele vnitřního tlumení. Je tedy zřejmé, že se jedná o oblast s výraznou schopností potlačení rázů a vibrací. Uvnitř této oblasti se nachází taktéž teplota skelného přechodu T_g [73]. Optimální teplota, při níž mají viskoelastické polymerní materiály optimální tlumicí vlastnosti, se nachází obecně v intervalu mezi 20 °C až 60 °C [67].

Poslední oblast, nacházející se v regionu vysokých teplot, je nazývána jako oblast kaučukovitého stavu. Z obrázku je patrné, že modul pružnosti stále klesá, avšak jeho pokles již není tak výrazný. Kromě modulu pružnosti dochází i k poklesu činitele vnitřního tlumení, a je tedy zřejmé, že v této oblasti viskoelastické materiály již nedisponují dobrým tlumením [73].



Obr. 32 Závislost činitele vnitřního tlumení a modulu pružnosti viskoelastického materiálu na teplotě [67] - upraveno

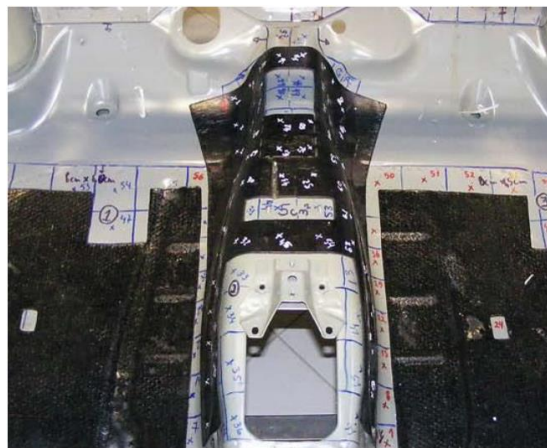
V případě frekvenční závislosti dochází při zvyšování frekvence k nárůstu modulu pružnosti, zatímco číselník vnitřního tlumení roste do určitého bodu, odkud následně pozvolně klesá. Optimální frekvence pro použití viskoelastických polymerních materiálů se pohybuje zhruba v intervalu 200–500 Hz [67]. Tato závislost uvedená v logaritmickém měřítku je zobrazena v následujícím obrázku:



Obr. 33 Závislost modulu pružnosti a činitele vnitřního tlumení na frekvenci [67]

3.2.7 VISKOELASTICKÉ MATERIÁLY POUŽÍVANÉ PRO TLUMENÍ VIBRACÍ

Viskoelastické tlumicí materiály používané pro tlumení vibrací mohou být rozděleny do několika kategorií. Jednou z kategorií jsou takzvané bitumenové materiály, přičemž pro tlumení vibrací v automobilovém průmyslu je bitumen nejčastěji ve formě asfaltu. Výhodou těchto materiálů je poměrně nízká cena. Jejich nevýhoda však spočívá v závislosti na teplotě, kdy při vyšších teplotách může docházet k jejich tavení, a naopak při nízkých teplotách k jejich praskání [74]. Pro zlepšení citlivosti na teplotní výkyvy a dosažení co nejlepšího ztrátového faktoru je proto do bitumenových materiálů přidáván syntetický kaučuk (SBS) a různá minerální plniva [74,75]. Pro dosažení co nejlepších tlumicích vlastností mohou být do materiálu dále přidávány různé kombinace látek, jako je například petrolejová pryskyřice, CaCO_3 , jíla a další [74]. Bitumenové materiály jsou nejčastěji nanášeny ve formě asfaltových pásů na stěny a podlahy automobilu viz následující obrázek:



Obr. 34 Asfaltové pásy na podlaze automobilu [76]

Do další kategorie se řadí viskoelastické materiály, jejichž struktura je tvořena pryskyřicí, která je smíchána s vodou nebo jinou kapalinou, na základě čehož jsou obecně nazývány jako tlumicí materiály na vodní bázi. Jako přídatné látky jsou používány uhličitan vápenatý a síla [67,74]. Tyto materiály jsou v porovnání s bitumenovými materiály dražší, ale jejich výhoda spočívá v tom, že jako rozpouštědlo je použita voda či jiná kapalina, a tudíž jsou méně škodlivé pro životní prostředí a odolné vůči hořlavosti [75]. Tyto materiály se používají především ve formě nátěrové hmoty, která může být přímo nanášena nástřikem či válečkem na kritické místo. Jedním z takových materiálů je například DECIDAMP SP500 od firmy Pyrotek [77].

Do další kategorie se řadí butylkaučukové materiály, což jsou kopolymery tvořeny isoprenem (typicky 1–5 %) a izobutenem. Výhodou těchto materiálů je jejich vysoká odolnost vůči teplotním výkyvům, odolnost proti korozi a relativně dobré adhezivní vlastnosti [75]. Zlepšení jednotlivých vlastností lze podobně jako u předchozích materiálů provádět přidáním různých aditiv. Závislost jejich tlumicích vlastností na frekvenci a teplotě byla uvedena výše. Butylkaučukové materiály jsou v dnešní době hojně využívány při dodatečném odhlučnění vozidel. Jedním z takových materiálů, který je uveden na obr. 35 je například materiál STP Black Gold, na nějž je aplikována hliníková fólie o tloušťce 100 μm .

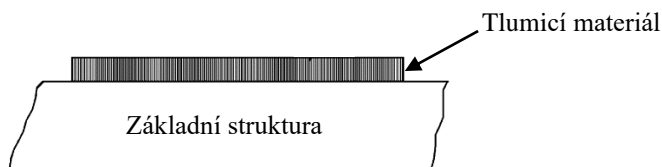


Obr. 35 Butylkaučukový materiál STP Black Gold

Na trhu lze tudíž nalézt několik společností, které nabízejí viskoelastické polymerní materiály používané k tlumení vibrací v automobilu. Mezi tyto firmy patří například ruská firma Standartplast (STP), jejíž materiály jsou používány firmou 2din, nebo například estonská firma Comfortmat [78,79].

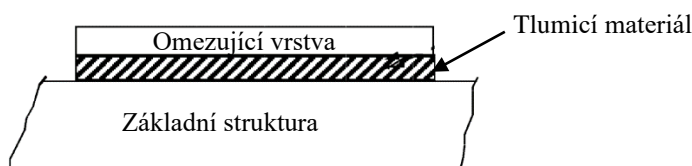
3.2.8 APLIKACE VISKOELASTICKÝCH MATERIÁLŮ

Co se týče konkrétní aplikace viskoelastických materiálů na kritická místa automobilu, jednou z možností je jeho aplikace přímo na kritické místo na stěně karoserie. Pokud je následně tato stěna vybudována, viskoelastický materiál se roztahuje či stlačuje v rovinách rovnoběžných se stěnou, na kterou je materiál aplikován [76]. Schématické zobrazení tohoto způsobu, který je nazýván jako tlumení za pomoci volné vrstvy (Free-layer damping), je uveden v následujícím obrázku:



Obr. 36 Tlumení za pomoci volné vrstvy – upraveno [80]

Vzhledem k tomu, že při větších deformacích je vyžadováno, aby byl tlumicí materiál dostatečně tuhý, využívá se taktéž přístupu, kdy je na viskoelastický materiál aplikován elastický materiál, kterým zpravidla bývá hliníková fólie viz obr. 37. Díky aplikaci hliníkové fólie je následně při vibracích viskoelastický materiál namáhán smykově, díky čemuž může být větší množství energie pohlceno a disipováno do tepla [80]. Schéma tohoto přístupu, který je nazýván jako tlumení pomoci omezující vrstvy (Constrained layer damping), je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 37 Tlumení pomoci vázaných vrstev – upraveno [80]

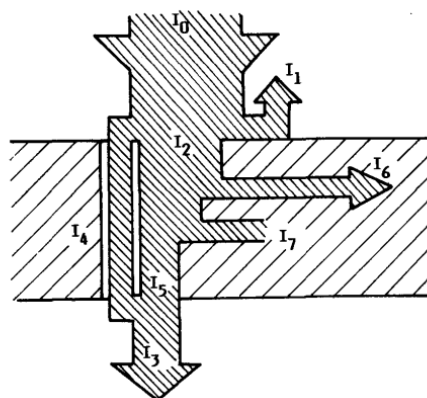
3.3 ZVUK A ZVUK POHLCUJÍCÍ MATERIÁLY

Zatímco předchozí podkapitola se zaměřovala na viskoelastické materiály, které jsou používány pro tlumení vibrací, tato podkapitola se zaměřuje primárně na takzvané zvuk pohltivé (absorpční) materiály, které jsou schopny zachytit a následně pohltit zvuk, který se šíří okolním prostorem např. vzduchem. Je však potřeba mít na paměti, že k útlumu zvukové vlny postupně dochází i při jejím šíření vzduchem (např. tepelná relaxace) [81]. Tato podkapitola se však především zaměřuje na mechanismus utlumení energie zvukové vlny formou její absorpce materiálem.

3.3.1 ENERGETICKÁ BILANCE PŘI ŠÍŘENÍ ZVUKOVÉ VLNY MATERIÁLEM

Uvažujme tedy zvukovou vlnu šířící se v určitém prostředí (např. vzduchu) a její následný dopad na nějakou překážku, kterou může být například zvuk pohltivý materiál. Na rozhraní těchto dvou prostředí je část akustické energie odražena zpět a část energie pohlcena materiálem. Kromě toho část akustické energie může projít materiálem a být vyzářena do vedlejšího prostoru [10,82]. Energetická bilance vlny při jejím dopadu na absorpční materiál je uvedena na obr. 38. Akustický výkon dopadající na 1 m^2 absorpčního materiálu, označený jako intenzita zvuku I_0 , je rozdělen na následující složky [4]:

- I_1 – intenzita zvuku odražené vlny
- I_2 – intenzita zvuku pohlcené vlny
- I_3 – intenzita zvuku vyzářené vlny za materiál celkem
- I_4 – intenzita zvuku prošlé vlny za materiál otvory a póry
- I_5 – intenzita zvuku vlny, kterou materiál vyzáří v důsledku svého ohybového kmitání do druhého prostoru
- I_6 – intenzita zvuku vlny, která je vedená ve formě chvění do ostatních částí přiléhajících konstrukcí
- I_7 – intenzita zvuku přeměněná ve stěně na teplo



Obr. 38 Rozdělení akustické energie při dopadu zvukové vlny na absorpční materiál [4]

Na základě této energetické bilance lze definovat různé činitele zvuku, mezi které patří například takzvaný činitel zvukové pohltivosti α [-] vyjadřující schopnost materiálu pohlcovat zvuk. Činitel pohltivosti je dán jako poměr intenzity pohlcené zvukové vlny a intenzity dopadající zvukové vlny [4]. Činitel zvukové pohltivosti je poté dán vztahem (45) [14].

$$\alpha = \frac{I_2}{I_0} \quad (45)$$

Činitel pohltivosti je bezrozměrnou veličinou, která může nabývat hodnot od nuly do jedné. Podobně jako činitel pohltivosti lze definovat činitel zvukové odrazivosti β [-] [14].

$$\beta = \frac{I_1}{I_0} \quad (46)$$

Materiály, které jsou schopny dokonale pohltit zvuk, mají činitel pohltivosti $\alpha = 1$ a zároveň činitel zvukové odrazivosti $\beta = 0$. Naopak materiály, které jsou schopny zvuk dokonale odrazit nabývají hodnot $\alpha = 0$ a $\beta = 1$ [4]. Ze zákona o zachování energie poté vyplývá následující vztah [14].

$$\alpha + \beta = 1 \quad (47)$$

Kromě výše uvedených činitelů lze dále popsat takzvaný činitel průzvučnosti τ [-] a činitel přeměny ε [-], které jsou definovány následujícími vztahy [14]:

$$\tau = \frac{I_3}{I_0} = \frac{I_4 + I_5}{I_0}, \quad (48)$$

$$\varepsilon = \frac{I_7}{I_0}. \quad (49)$$

3.3.2 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ Činitele ZVUKOVÉ POHLTIVOSTI

K experimentálnímu stanovení činitele zvukové pohltivosti lze zpravidla použít dva přístupy. První z přístupů spočívá ve stanovení doby dozvuku v dozvukové místnosti bez měřeného materiálového vzorku a následně měřené doby dozvuku v této místnosti po vložení měřeného vzorku. Tento přístup, podléhající normě ČSN EN ISO 354, představuje měření v difúzním poli, a je tedy uvažováno se všesměrovým dopadem akustických vln na materiálový vzorek [83]. Činitel zvukové pohltivosti může být poté stanoven ze vztahu [83]:

$$\alpha = \frac{55,3 V}{S} \left(\frac{1}{c_2 T_2} - \frac{1}{c_1 T_1} \right) - 4V(m_2 - m_1), \quad (50)$$

kde V [m³] značí objem prázdné dozvukové místnosti, c_1 a c_2 [m.s⁻¹] rychlost šíření zvuku před a po vložení vzorku, S [m²] plochu materiálového vzorku, T_1 [s] dobu dozvuku v dozvukové místnosti bez testovaného vzorku, T_2 dobu dozvuku v dozvukové místnosti s testovaným vzorkem a m_1 , m_2 [m⁻¹] součinitel útlumu ve vzduchu před a po vložení vzorku. Objem dozvukové místnosti by měl být přitom alespoň 150 m³ a plocha testovaného vzorku by měla být v intervalu mezi 10 až 12 m² [83]. Vzhledem k měření při všesměrovém dopadu akustických vln je tento přístup ideální například při návrhu akustických úprav místností [14].

Druhý z přístupů, spočívá ve stanovení činitele zvukové pohltivosti v impedanční trubici (interferometru) viz obr. 39, ve které je na jedné straně umístěn zdroj zvuku (reproduktor) a na

straně druhé vzorek materiálu. Tento přístup, podléhající normě ČSN ISO 10534, lze však využít pouze v případě kolmého dopadu akustických vln na zvuk pohltivý materiál [84].

Z tohoto důvodu, je tato metoda používána především při vývoji nových materiálů nebo z hlediska porovnání zvuk pohltivých vlastností jednotlivých materiálů. Výhoda této metody spočívá v relativně velké přesnosti a v použití malých rozměrů testovaných vzorků [14]. Měření činitele zvukové pohltivosti v impedanční trubici lze dle normy ČSN ISO 10534-2 realizovat metodou dvou mikrofonů nebo metodou poměru stojaté vlny ČSN ISO 10534-1 [84,86,89].



Obr. 39 Impedanční trubice firmy Brüel & Kjær [85]

V případě metody dvou mikrofonů je zdrojem zvuku (reproduktorem) v impedanční trubici buzen akustický signál (nejčastěji náhodný šum). Následně je měřen akustický tlak ve dvou místech impedanční trubice poblíž vzorku [86]. Tímto postupem lze určit komplexní akustickou přenosovou funkci dvou mikrofonních signálů a ta se dále použije k výpočtu činitele odrazu pro kolmý dopad. Velikost činitele zvukové pohltivosti lze poté stanovit z rovnice [86]:

$$\alpha = 1 - |r|^2 = 1 - r_r^2 - r_i^2, \quad (51)$$

kde r je činitel odrazu, přičemž r_r je jeho reálná složka a r_i jeho imaginární složka.

V případě metody poměru stojaté vlny, je zdrojem zvuku (reproduktorem) na jedné straně impedanční trubice buzena akustická sinusová vlna, která následně dopadá na testovaný vzorek materiálu na opačné straně trubice. Část akustické vlny se odrazí a část je materiálem pohlcena. Superpozicí dopadající a odražené vlny následně vzniká takzvaná stojatá vlna. Pro vyhodnocení činitele zvukové pohltivosti jsou následně za pomoci mikrofonu změřeny a určeny hodnoty amplitudy akustického tlaku v tlakových minimech a tlakových maximech (v lineárním, či logaritmickém měřítku). V případě měření akustického tlaku v logaritmickém měřítku lze následně stanovit rozdíl hladin mezi tlakovým minimem a tlakovým maximem ΔL [dB] [84]. Činitel zvukové pohltivosti lze poté stanovit ze vztahu [84]:

$$\alpha = \frac{4 \cdot 10^{\Delta L/20}}{(10^{\Delta L/20} + 1)^2} \quad (52)$$

3.3.3 MECHANISMY POHLCOVÁNÍ ZVUKU

Velmi důležitou informací, například pro technika zabývajícího se odhlučněním vozidla, je, jakým způsobem je zvuková energie pohlcena, respektive přeměněna v energii jinou (nejčastěji tepelnou). Mezi mechanismy přeměny zvukové energie v pevných látkách lze zařadit [4]:

- přeměny vznikající třením
- přeměny vznikající poklesem akustického tlaku
- přeměny vznikající nepružnou deformací těles

K přeměně akustické energie vlivem tření dochází v případě, že dochází ke kmitání vzduchových částic v blízkosti pevné stěny. Energie takto kmitajících částic vzduchu je následně spotřebována vlivem tření o stěny pórů, kde v mezivrstvě dochází ke snížení rychlostního gradientu a nevratné přeměně kinetické energie částic v tepelnou [87]. Pro efektivní přeměnu energie je nutné, aby plocha, na níž nastává tření, byla značně veliká. K pohlcování zvuku tímto způsobem se proto hodí látky s porézní strukturou, v nichž se šíří zvuk skrze jemné póry, jejichž celková plocha vzhledem k objemu materiálu je dostatečně velká [4]. Aby pórovitý materiál efektivně pohlcovoval zvukové vlny, musí být jeho póry vzájemně propojeny a otevřeny do volného prostoru. Pokud jsou póry vzájemně propojeny, může vzduch při akustickém kmitání proudit a zvuk se tedy může šířit dále skrz materiál, čímž je zajištěna efektivní absorpce. Výjimkou jsou materiály s velmi poddajnou strukturou (např. měkké pěněné umělé hmoty), kde zvuk snadno přechází do struktury materiálu i bez propojení pórů [14].

Jak již bylo uvedeno v podkapitole 1.2, při šíření zvukové vlny prostředím dochází v určitých místech ke zředování či naopak zhušťování částic. V případě snížení hustoty částic dojde ke snížení akustického tlaku neboli relaxaci tlaku, a tím se zmenší i nashromážděná potenciální energie v uvažovaném místě, což má za následek zmenšení energie zvukové vlny [4,87].

K přeměně akustické energie vznikající nepružnou deformací těles dochází u materiálů vykazující takzvanou pružnou hysterezi. V případě stlačení takového materiálu určitou silou, se tento materiál po jeho odlehčení nevrátí do svého původního stavu. Vynaložená práce na deformaci je tedy větší než práce získaná nazpět pružností materiálu při jeho návratu do původního stavu. Rozdíl této práce představuje úbytek zvukové energie vlivem činitele vnitřního tlumení materiálu [4]. Tato problematika byla již podrobně popsána v předchozí podkapitole.

3.3.4 PORÉZNÍ ABSORPČNÍ MATERIÁLY

Porézním materiálem se rozumí pevný materiál, v jehož objemu se nachází malé dutinky vyplněné vzduchem, které zabírají 60 až 100 % celkového objemu materiálu [4,88]. Mezi porézní absorpční materiály se obecně řadí akustické pěny, minerální vaty, sklolaminát, molitan či například i porézní beton. Je tedy zřejmé, že jako porézní materiál může být označen téměř jakýkoliv materiál, který je v dostatečném množství vyplněn póry [10]. Pro dodatečné odhlučnění vozidel se však nejčastěji používají takzvané polyuretanové pěny. Struktura polyuretanové pěny od firmy STP je uvedena na obr. 40.

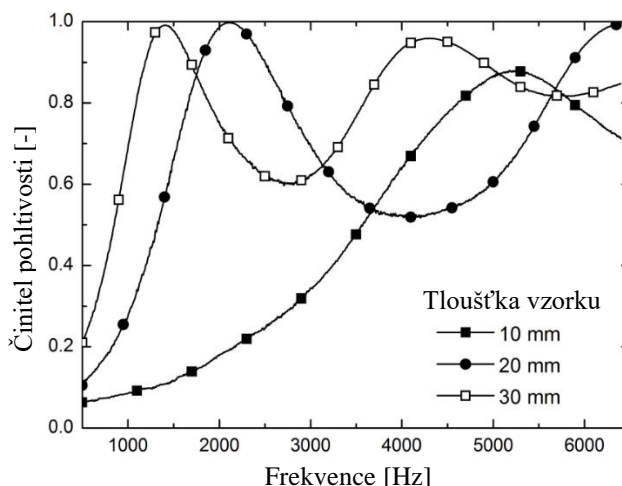


Obr. 40 Struktura polyuretanové pěny STP Biplast

Velikost činitele zvukové pohltivosti porézního absorpčního materiálu závisí na mnoha faktorech, mezi klíčové patří poréznost a stejnosměrný akustický odpor [10,88]. Poréznost materiálu je definována jako objem pórů vztažený k celkovému objemu materiálu. Obecně lze říci, že čím větší poréznost materiál má, tím lépe je schopen pohlcovat zvuk [4,10]. Stejnosměrný akustický odpor je dán jako odpor, který klade jednotka objemu materiálu při šíření vzduchu otevřenými póry. Pokud je stejnosměrný akustický odpor příliš velký, dochází k impedančnímu nesouladu mezi vzduchem a materiálem, což způsobuje, že se zvuk od materiálu spíše odráží, než že by jej pohlcoval [10,88].

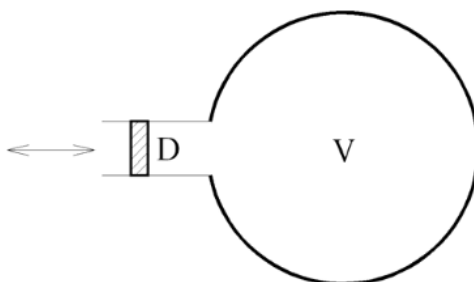
Kromě poréznosti a stejnosměrného akustického odporu je důležitým parametrem taktéž frekvence dopadajícího akustického vlnění, která přímo souvisí s tloušťkou materiálu. Při nižších frekvencích je obecně pohltivost materiálu nízká a vzrůstá směrem k vyšším frekvencím. O tom, jak materiál pohlcuje v oblasti nižších frekvencí, rozhoduje především jeho tloušťka [4,88]. Čím je materiál tlustší, tím má vyšší činitel pohltivosti v oblasti nízkých frekvencí. To je způsobeno tím, že velikost pohybové energie, která je přeměněna v teplo, je závislá na amplitudě akustické rychlosti. Porézní materiály nejlépe pohlcují zvuk v případě, že akustická rychlost dosahuje svého maxima. To se děje ve vzdálenosti $1/4$ vlnové délky od pevné stěny [4]. Při odhlučňování automobilu však nelze pohlcující materiál zpravidla odsadit od pevné stěny v závislosti na vlnové délce a aplikuje se přímo na stěnu. Pro dosažení co nejlepších zvuk pohltivých vlastností by tedy v takovém případě tloušťka porézního absorpčního materiálu měla být rovna ideálně minimálně $1/4$ vlnové délky akustického vlnění [10]. Je však zřejmé, že tohoto přístupu nelze vždy dosáhnout. V případě pohlcení zvuku o frekvenci 90 Hz, by totiž $1/4$ vlnové délky byla zhruba rovna 1 metru. Z toho tedy plyne, jak již bylo zmíněno výše, že porézní absorpční materiály nejsou praktické pro pohlcování velmi nízkých frekvencí.

Průběh činitele pohltivosti v závislosti na tloušťce porézního materiálu a frekvenci pro vzorek hliníkové porézní pěny umístěné na pevnou stěnu je uveden na obr. 41. Vzorek disponuje porézností 60 % a velikostí pórů 1,6 mm. Měření bylo provedeno za pomoci impedanční trubice metodou poměru stojaté vlny, přičemž vzorek byl umístěn na pevnou stěnu [89]. Je však potřeba mít na paměti, že kromě výše uvedených parametrů je činitel zvukové pohltivosti závislý i na dalších parametrech jako je teplota, hustota materiálu, úhel dopadu akustického vlnění, či tvar a uspořádání pórů [14].



Obr. 41 Závislost činitele pohltivosti na frekvenci a tloušťce absorpčního materiálu – upraveno [89]

Podobně jako v případě materiálů tlumících vibrace, lze i u materiálu používaných pro pohlcování zvuku použít různé vrstvy. Pro pohlcování zvuku v automobilovém průmyslu lze nejčastěji narazit na perforované tenké panely, za kterými se nachází zvuk pohlcující materiál [67]. Jedná se o takzvanou rezonanční soustavu, založenou na principu Helmholtzova rezonátoru, která se používá zejména při pohlcování zvuku v oblasti velmi nízkých frekvencí [4,14]. Schéma Helmholtzova rezonátoru je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 42 Schéma Helmholtzova rezonátoru [4]

Rezonátor je tvořen dutinou o určitém objemu V [m³] opatřenou hrdlem o průměru D [mm]. Helmholtzův rezonátor můžeme považovat za soustavu, v níž se nachází určitá hmota o hmotnosti m [kg] upevněná na pružině o tuhosti k [N.m⁻¹]. Při dopadu zvukové vlny lze následně objem vzduchu v hrdle považovat jako oscilující hmotu a objem vzduchu v dutině jako pružinu. Je tedy zřejmé, že vzduchu v hrdle je kladen určitý odpor třením, a akustická energie je tudíž přeměněna v energii tepelnou [10,67].

Jak již bylo zmíněno, pro pohlcování zvuku v automobilovém průmyslu se nejčastěji používají perforované tenké desky (zpravidla hliníkové fólie), za kterými je umístěn zvuk pohltivý materiál např. skelná vlákna [67]. Každý kruhový průřez v hliníkové desce se chová jako hrdlo (oscilující hmotu), za kterým se nachází dutina (pružina) a společně tedy tvoří Helmholtzův rezonátor [4]. K maximálnímu pohlcování akustické energie dochází při rezonanční frekvenci této soustavy [10]. Tato struktura může být použita například pro pohlcování zvuku od pohonné jednotky vozidla, kde je použita jako tepelný štít viz obr. 43.



Obr. 43 Perforovaná hliníková fólie aplikovaná na skelné vlákno [90]

Schopnost této struktury pohlcovat zvukovou energii závisí především na tloušťce desky, rozměru hrdla a objemu dutiny společně s vlastnostmi zvuk pohltivého materiálu umístěného za děrovanou deskou [67].

4 MODÁLNÍ A HARMONICKÁ ANALÝZA PLECHOVÉHO VZORKU

Jak již bylo uvedeno v podkapitole 3.1, vlastní frekvenci určité struktury s jedním stupněm volnosti, lze ovlivnit buď změnou její hmotnosti nebo tuhosti. Bylo zmíněno, že v případě dodatečného odhlučnění vozidla, je hmotnost a tuhost dané struktury (jednotlivých částí karoserie), a tudíž vlastní frekvence, ovlivňována použitím vibrace tlumicích materiálů. V navazující podkapitole 3.2 byl však především popsán mechanismus těchto materiálů, ale konkrétnímu ovlivnění vlastních frekvencí struktury po jejich aplikování zde nebyla věnována pozornost. Tato kapitola se proto problematice ovlivnění vlastních frekvencí po aplikaci vibrace tlumicího materiálu věnuje podrobněji.

V případě buzení nějaké struktury, přičemž v našem případě se bude jednat o hliníkový plech, nějakým signálem (např. sinovým), se při určitých frekvencích plech začne deformovat (kmitat) a to konkrétně nějakým tvarem. Tento specifický tvar, jenž je nazýván jako první vlastní tvar kmitu, nastane při konkrétní frekvenci buzení, která je označována jako první vlastní frekvence. Pokud je následně budicí frekvence zvyšována, po určité chvíli se postupně začnou objevovat další vlastní frekvence a další vlastní tvary kmitu. Na základě tohoto poznatku lze definovat takzvaný vlastní mód, který se skládá z vlastního tvaru a vlastní frekvence. Vlastní tvar, který je bezrozměrnou veličinou, tedy popisuje, jak se daná struktura deformuje, zatímco vlastní frekvence popisuje, při které frekvenci se daný tvar vybudí [9]. Vztahy pro vlastní frekvenci systému již byly podrobně popsány v podkapitole 3.1.

4.1 EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA

Pro určení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu dané struktury nebo soustavy, je používána modální analýza. Modální analýza je však kromě stanovení vlastních tvarů a vlastních frekvencí, využívána taktéž k vyhodnocení tlumení při vlastních frekvencích. Její princip spočívá v měření a následném vyhodnocení takzvaných frekvenčních přenosových funkcí [66]. Frekvenční přenosová funkce umožňuje stanovit odezvu na nějaké známé buzení ve frekvenční doméně. Je tedy definována jako poměr odezvy (výstupu), kterou může být například rychlost vibrací, vůči danému buzení (vstupu), kterým může být například budicí síla [9,66]. Vztah pro frekvenční přenosovou funkci je tedy dán následovně [66]:

$$H_f = \frac{o_f(\omega)}{b_f(\omega)}, \quad (53)$$

kde o_f je odezva, která jak již bylo uvedeno může být reprezentována například rychlostí vibrací v [m.s⁻¹] a b_f je buzení, reprezentováno budicí silou F [N].

Měření frekvenční přenosové funkce lze provést zpravidla čtyřmi metodami, které se liší ve stanovení odezvy (v jednom či více místech) a způsobu buzení (v jednom či více místech). V závislosti na konkrétní kombinaci lze poté rozlišovat mezi metodami [66]:

- *SISO* (Single input/single output)
- *SIMO* (Single input/multiple output)
- *MISO* (Multiple input/single output)
- *MIMO* (Multiple input/multiple output)

Modální analýzu, lze dle typu buzení rozdělit na dva základní druhy. V prvním případě se jedná o takzvanou provozní modální analýzu, ve které je buzení realizováno provozním stavem stroje. V druhém případě, se jedná o takzvanou experimentální modální analýzu [12].

V případě experimentální modální analýzy existují zpravidla dva přístupy, kterými lze danou strukturu budít. Prvním z přístupů je použití takzvaného rázového (modálního) kladívka viz obr. 44. Toto kladívko se skládá ze snímače síly, který se nachází mezi hmotností úderníku kladívka a špičkou kladívka. Špička kladívka může být vyrobena z různých materiálů (ocel, plast, pryž) [65]. V případě použití rázového kladívka, dojde po klepnutí do dané struktury, k takzvanému širokopásmovému impulzu, čímž je vybuzeno velké množství vlastních frekvencí naráz. Jedná se o poněkud rychlou a jednoduchou metodu. Mezi její nevýhody se však řadí fakt, že při klepnutí kladívkem vznikne velká rázová síla, což může u menších struktur způsobit výskyt nelinearit [9,66].



Obr. 44 Rázové kladívko Brüel & Kjær 8204

Dalším z přístupů je použití modálního budiče vibrací viz obr. 45. Výhoda tohoto přístupu spočívá v možnosti buzení struktury harmonickým signálem (např. sinusový sweep) o konstantní amplitudě síly, při proměnné frekvenci [65]. Díky buzení silou s konstantní amplitudou, se jedná o metodu nabízející vyšší opakovatelnost. V případě potřeby širokopásmového buzení lze využít například bílý šum, čímž dojde opět jako v případě rázového kladívka k vybuzení velkého množství vlastních frekvencí naráz. Nevýhoda modálního budiče vibrací spočívá v nutnosti instalace snímače síly na měřenou strukturu, čímž je struktura ovlivněna. Použití modálního budiče vibrací je taktéž v porovnání s rázovým kladívkem finančněji nákladnější [9,66].



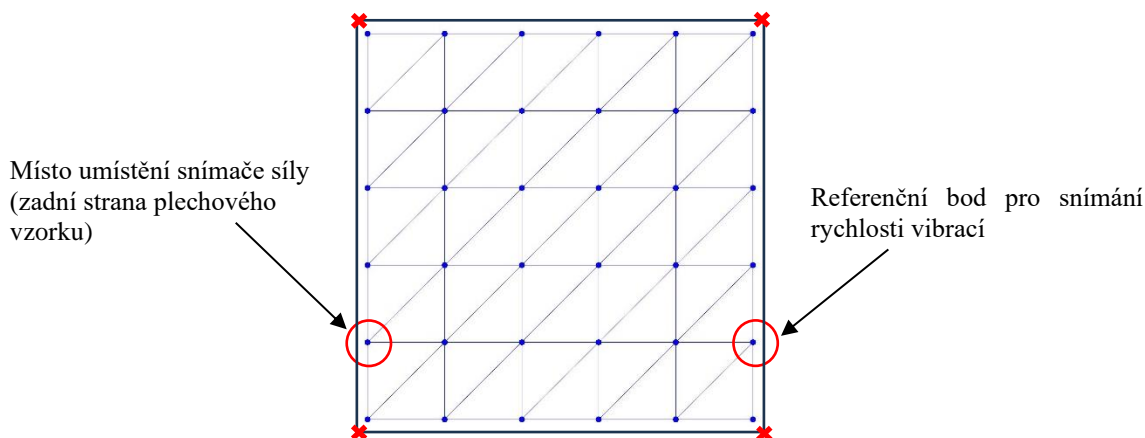
Obr. 45 Modální budič vibrací Brüel & Kjær 4825 [91]

Odezva na dané buzení, které tedy může být realizováno jak rázovým kladívkem, tak modálním budičem vibrací, je následně zaznamenávána za pomoci snímačů výchylky, rychlosti nebo zrychlení vibrací [65]. Tyto snímače již byly podrobně popsány v podkapitole 2.1.

4.1.1 PROVEDENÍ EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZY

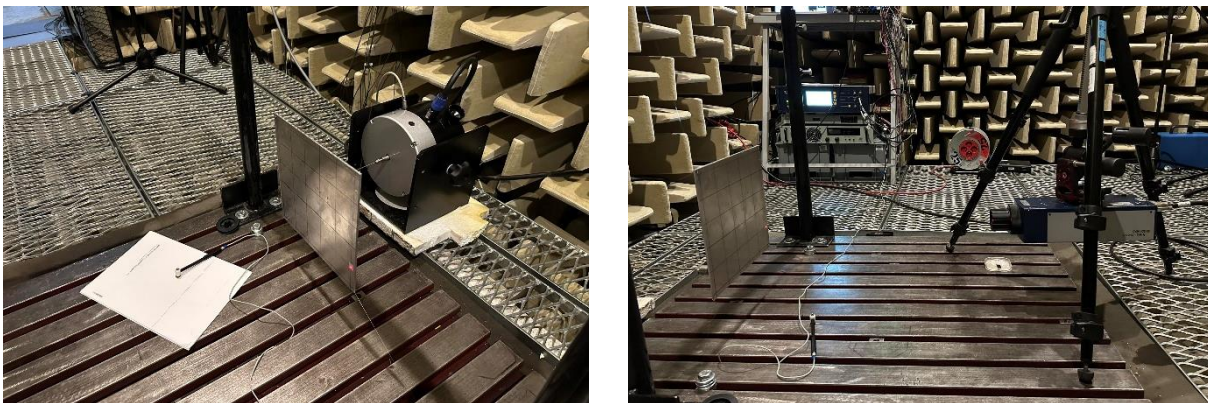
Jak již bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, jejím cílem bylo porovnat vlastní frekvence určité struktury před nalepením a následně po nalepení vibrace tlumicího materiálu. Za tímto účelem byla provedena experimentální modální analýza jak za pomoci rázového kladívka, tak následně harmonická analýza za pomoci modálního budiče vibrací. Měření probíhalo v bezdozvukové komoře viz obr. 18 v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Jako testovaný vzorek byl zvolen plech o rozměrech 250x250x4 mm z hliníkové slitiny EN AW 7075 T6, jehož hmotnost činila 700 g. Jako vibrace tlumicí materiál byl použit vzorek materiálu STP Black Gold o rozměrech 250x250x2,3 mm, jehož hmotnost činila 223 g. Jedná se o materiál na bázi butyl kaučuku, na který je aplikována hliníková fólie o tloušťce 100 μm . V materiálovém listu je dále uvedena informace, že disponuje ztrátovým součinitelem 0,33 při teplotě 10 °C dle DIN EN ISO 6721-3:1996. Informace, při jaké frekvenci je ztrátový součinitel stanoven však není uvedena. Bližší materiálové vlastnosti se nepodařilo dohledat.

Po přípravě vzorků, byl plechový vzorek rozdělen celkem na 36 měřicích bodů. Rozdělení plechu, reprezentováno drátovým modelem, v softwaru BK Connect, je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 46 Drátový model vzorku plechu

Poté, co byly na fyzický vzorek plechu načrtnuty jednotlivé měřicí body, byl plech uchycen celkem na čtyřech místech za pomoci silonu. Místa uchycení jsou vyznačena červeným křížkem v obr. 46. Následně byla provedena s použitím lepidla instalace snímače síly Brüel & Kjær 8230 na zadní stranu plechu na jeden z měřicích bodů viz obr. 46. Snímač síly byl poté spojen s modálním budičem vibrací za pomoci budičích tyčinky. Důvodem aplikace snímače síly již při provádění modální analýzy bylo zachování stejných okrajových podmínek při následné harmonické analýze, kdy docházelo k buzení plechu právě modálním budičem vibrací. Pro buzení plechu bylo použito rázové kladívko Brüel & Kjær 8204 viz obr. 44. Odezva na buzení byla zaznamenávána v jednom bodě viz obr. 46 laserovým snímačem rychlosti vibrací Polytec OFV-505, který sloužil jako reference. Postupně bylo realizováno buzení pomocí rázového kladívka ve 35 bodech (kromě referenčního bodu pro snímání rychlosti), přičemž do každého bodu bylo klepnuto celkem třikrát. Dle podkapitoly 4.1 je tedy zřejmé, že pro měření frekvenční přenosové funkce byla zvolena metoda MISO. Rozmístění aparatury je uvedeno na obr. 47. Jakmile bylo provedeno měření, byl na zadní stranu plechu nalepen vibrace tlumicí materiál, přičemž v něm byla vyříznuta část, kde byl umístěn snímač síly. Následně byl zopakován stejný postup měření.



Obr. 47 Rozmístění aparatury při experimentální modální analýze

4.1.2 VYHODNOCENÍ EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZY PŘED NALEPENÍM VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Pro vyhodnocení experimentální modální analýzy byl zvolen rozsah frekvence do 1 000 Hz. Naměřená data, byla zpracována v softwaru BK Connect 2021 od společnosti Brüel & Kjær. Pro vyhodnocení modálních vlastností plechového vzorku byla použita metoda „*Rational Fraction Polynomial in Z-domain*“, která provádí křivkové přizpůsobení naměřených frekvenčních přenosových funkcí, s cílem identifikovat modální parametry, tj. vlastní frekvence, vlastní tvary a tlumení. Optimální řešení je poté získáno metodou nejmenších čtverců [92]. Zpracováním naměřených dat před nalepením vibrace tlumicího materiálu bylo pro frekvence do 1 000 Hz nalezeno celkem 8 vlastních módů. První vlastní tvar byl vybuzen při frekvenci 163,5 Hz a osmý vlastní tvar při frekvenci 956 Hz. Seznam jednotlivých vlastních módů včetně tlumení je uveden v tab. 3.

4.1.3 VYHODNOCENÍ EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZY PO NALEPENÍ VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Pro vyhodnocení modálních vlastností plechového vzorku po nalepení vibrace tlumicího materiálu byla jako v předchozím případě použita metoda „*Rational Fraction Polynomial in Z-domain*“, přičemž byly vyhodnocovány opět frekvence v rozsahu do 1 000 Hz. Z tab. 3 je patrné, že po nalepení vibrace tlumicího materiálu došlo k poklesu všech vlastních frekvencí, přičemž činitel tlumení narostl. První vlastní tvar byl vybuzen při frekvenci 156,5 Hz a osmý vlastní tvar při frekvenci 900 Hz. Jednotlivé vlastní módy včetně tlumení, po nalepení vibrace tlumicího materiálu, jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Srovnání vlastních frekvencí a tlumení před a po nalepení vibrace tlumicího materiálu

Mód	Frekvence [Hz]	Tlumení [%]	Frekvence [Hz]	Tlumení [%]
	Před nalepením		Po nalepení	
1.	163,5	0,34	156,5	1,54
2.	277	0,44	266-267	2,01
3.	342,5	0,11	324,3	1,64
4.	456	0,15	431	1,63
5.	753,5	0,48	701	2,64
6.	893,7	0,062	845	1,65
7.	919	0,048	863	1,25
8.	956	0,045	900	1,7

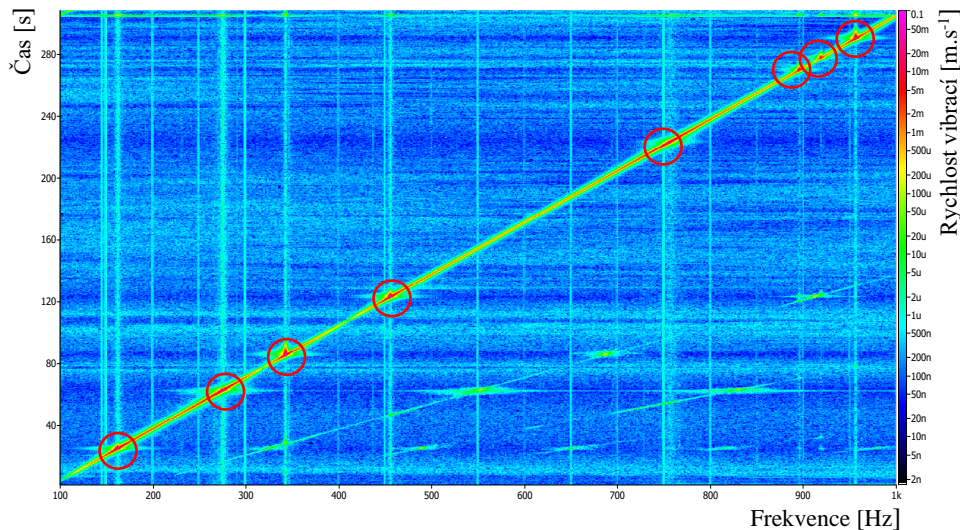
Jak již bylo uvedeno v podkapitole 3.1, ovlivnění vlastní frekvence systému může být realizováno buď změnou jeho tuhosti nebo hmotnosti. V tomto případě lze však pokles jednotlivých vlastních frekvencí přisuzovat především poměrně velkému nárůstu hmotnosti. Samostatný vzorek plechu měl totiž hmotnost 700 g, přičemž na něj byl aplikován tlumicí materiál o hmotnosti 223 g. Dle vztahu (36), který uvádí vztah pro vlastní frekvenci systému s jedním stupněm volnosti, je tedy zřejmé, že při takovém nárůstu hmotnosti, dojde k poklesu vlastní frekvence.

4.2 EXPERIMENTÁLNÍ HARMONICKÁ ANALÝZA

Jakmile byly z experimentální modální analýzy stanoveny vlastní frekvence a tlumení, bylo možné provést analýzu, která zjišťuje odezvu již na konkrétní buzení. Tento typ analýzy je obecně nazýván jako harmonická analýza. Pro snímání odezvy byl jako v předchozím případě použit laserový snímač rychlosti vibrací od společnosti Polytec. Buzení však bylo v tomto případě realizováno modálním budičem vibrací Brüel & Kjær 4825 viz obr. 45. Důvodem pro provádění harmonické analýzy bylo detailní porovnání dvou vlastních frekvencí jak před, tak po nalepení vibrace tlumicího materiálu. Požadavek přitom byl, aby jedna z těchto frekvencí byla akusticky nejvýraznější. Z tohoto důvodu byl již kromě výše uvedené aparatury použit i kondenzátorový mikrofon Brüel & Kjær typu 4189. Mikrofon byl umístěn do vzdálenosti 170 mm od plechového vzorku ve výšce 130 mm od jeho spodní hrany a vzdálenosti 56 mm od jeho levé hrany. Průběh experimentální harmonické analýzy spočíval nejprve v buzení frekvenčním sweepem od frekvence 100 Hz po frekvenci 1 000 Hz s krokem 3 Hz. Následně byly vybrány dvě vlastní frekvence, přičemž jedna z nich byla akusticky nejvýraznější. Poté bylo provedeno opět buzení frekvenčním sweepem, v okolí těchto dvou vybraných frekvencí, za účelem stanovení maximálních rychlostí vibrací v jednotlivých měřicích bodech. Pro maximální hodnoty rychlosti vibrací byla taktéž analyzována budičí síla. Stejný postup byl následně proveden po nalepení vibrace tlumicího materiálu.

4.2.1 HARMONICKÁ ANALÝZA PŘED NALEPENÍM VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Jelikož při modální analýze rázovým kladívkem byly vyhodnocovány pouze vlastní frekvence pro frekvenční rozsah do 1 000 Hz, přičemž první vlastní frekvence byla vybudena při 163,5 Hz a osmá při 956 Hz, byl jako budicí signál pro harmonickou analýzu zvolen frekvenční sweep od frekvence 100 Hz po frekvenci 1 000 Hz. Frekvenční krok byl zvolen 3 Hz, a tudíž celková délka budicího signálu činila 300 s. Odezva byla opět zaznamenávána ve stejném bodě viz obr. 46 jako v případě experimentální modální analýzy. Buzení frekvenčním sweepem od frekvence 100 Hz po frekvenci 1 000 Hz zobrazeno v multispektru je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 48 Multispektrum při buzení plechového vzorku modálním budičem vibrací před nalepením vibrace tlumicího materiálu

Z obrázku jsou patrná místa, kdy došlo ke shodám budicí frekvence s vlastními frekvencemi plechového vzorku, a tudíž ke vzniku rezonancí. Tato místa jsou v obrázku zvýrazněny červeně. Jelikož byl frekvenční sweep prováděn s krokem 3 Hz, a to pouze jednou, došlo v porovnání s modální analýzou k nepatrným odchylkám hodnot některých vlastních frekvencí. Výčet vlastních frekvencí včetně jejich hladin akustického tlaku, rychlosti vibrací v měřicím bodě a budicí síly je uveden v následující tabulce:

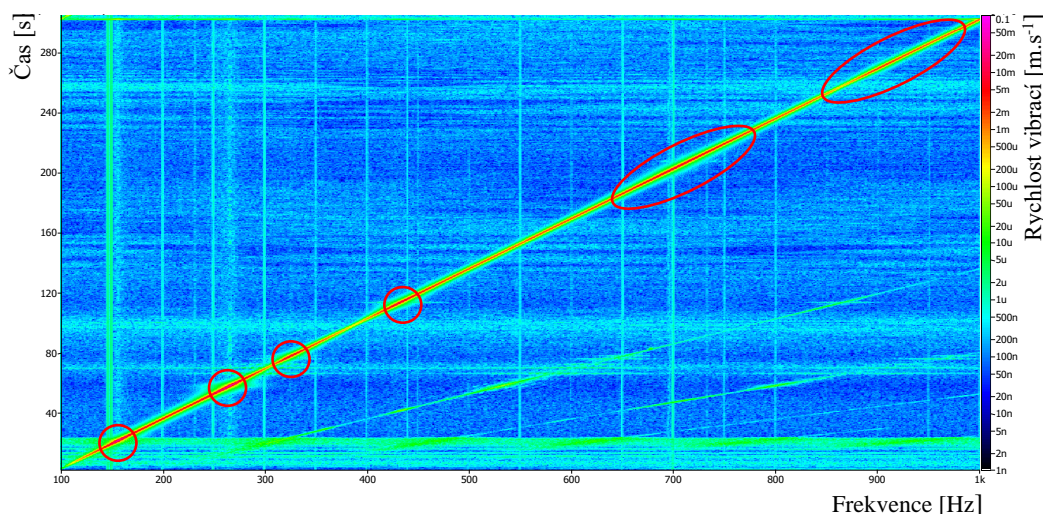
Tab. 4 Vlastní frekvence vzorku plechu před nalepením vibrace tlumicího materiálu

Vlastní frekvence	Frekvence [Hz]	Rychlost vibrací [mm.s ⁻¹]	Velikost budicí síly [N]	Hladina akustického tlaku [dB(A)]
1.	163	69,3	14,7	75,9
2.	277	70,4	5,4	76,8
3.	344	60,5	6,7	91,8
4.	456	66,3	16,1	73,6
5.	757	35,8	10,4	85,7
6.	896	15,8	1,1	88,4
7.	920	9,4	1,2	86,7
8.	957	58,7	10,3	87,5

Z tabulky je patrné, že akusticky nejvýraznější byla třetí vlastní frekvence s hodnotou 344 Hz, kdy hladina akustického tlaku činila 91,8 dB(A). Z tohoto důvodu byla tato frekvence vybrána pro podrobnější rozbor. Kromě akusticky nejvýraznější frekvence byla pro podrobnější rozbor zvolena i první vlastní frekvence s hodnotou 163 Hz.

4.2.2 HARMONICKÁ ANALÝZA PO NALEPENÍ VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Stejný přístup byl zvolen i po nalepení vibrace tlumicího materiálu. Plechový vzorek s nalepeným vibrace tlumicím materiálem byl tedy opět buzen modálním budičem vibrací za pomoci frekvenčního sweepu od frekvence 100 Hz po frekvenci 1 000 Hz s krokem 3 Hz, přičemž odezva byla snímána ve stejném bodě. Buzení plechového vzorku po nalepení vibrace tlumicího materiálu znázorněné v multispektru je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 49 Multispektrum při buzení plechového vzorku modálním budičem vibrací po nalepení vibrace tlumicího materiálu

Po nalepení vibrace tlumicího materiálu však bylo poněkud náročnější analyzovat shody vlastních frekvencí s frekvencí buzení. Tuto skutečnost lze přisuzovat frekvenčnímu kroku sweepu, kdy každou sekundu byla frekvence navýšena o 3 Hz. Vlivem aplikace vibrace tlumicího materiálu docházelo k podstatně vyššímu tlumení, a tudíž se při takto nastaveném frekvenčním kroku nestihly vyšší vlastní frekvence vybudit. Jak je totiž patrné z obrázku multispektra obr. 49, při vyšších frekvencích nebylo možné identifikovat vznik rezonancí, jelikož nedocházelo v měřicím bodě k nárůstu rychlosti vibrací. Z tohoto důvodu se tedy podařilo zřetelně analyzovat pouze prvních pět vlastních frekvencí. Prvních pět vlastních frekvencí, včetně jejich hladin akustického tlaku, velikosti budící síly a rychlosti vibrací v měřicím bodě je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 5 Vlastní frekvence vzorku plechu po nalepení vibrace tlumicího materiálu

Vlastní frekvence	Frekvence [Hz]	Rychlost vibrací [mm.s ⁻¹]	Velikost budící síly [N]	Hladina akustického tlaku [dB(A)]
1.	156	55,8	14,7	69,1
2.	267	60,8	5,4	71
3.	327	47,2	6,7	75,3
4.	432	50,7	16,1	59,8
5.	702	24,4	10,3	74,5

Z porovnání tab. 4 a tab. 5 je patrné, že po nalepení vibrace tlumicího materiálu došlo kromě snížení vlastních frekvencí i k poklesům hladin akustického tlaku. U první vlastní frekvence s hodnotou 156 Hz došlo k poklesu hladiny akustického tlaku zhruba o hodnotu 7 dB(A). V případě třetí vlastní frekvence, která byla před nalepením vibrace tlumicího materiálu akusticky nejvýraznější, byla hodnota hladiny akustického tlaku snížena zhruba o 16,5 dB(A).

Pro bližší prozkoumání první a třetí vlastní frekvence bylo provedeno opět buzení frekvenčním sweepem, avšak tentokrát s krokem 1 Hz. Důvod nastavení nižšího frekvenčního kroku spočíval v ověření, zda je první a třetí vlastní frekvence opravdu vybudena při hodnotě, která byla stanovena z buzení s krokem 3 Hz. Rozsah frekvenčního sweepu v tomto případě činil pouze 30 Hz, přičemž jako střední hodnota byla nastavena konkrétní vlastní frekvence stanovena z buzení sweepem od 100 Hz po 1 000 Hz. Celková délka budicího signálu tudíž činila 30 s. V tomto případě byla odezva měřena ve všech 36 bodech. Jednalo se tedy o metodu SIMO. Díky tomu bylo možné stanovit maximální rychlosti vibrací ve všech měřicích bodech a následně je porovnat s hodnotami po nalepení vibrace tlumicího materiálu. Díky stanovení maximální rychlosti vibrací ve všech měřicích bodech bylo taktéž možné sestavit pro tyto frekvence vlastní tvary a porovnat je s vlastními tvary z experimentální modální analýzy.

4.2.3 HARMONICKÁ ANALÝZA PRO PRVNÍ VLASTNÍ FREKVENCI PŘED A PO NALEPENÍ VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

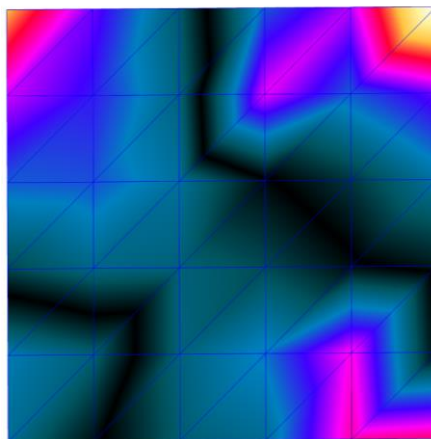
V případě stavu před nalepením vibrace tlumicího materiálu byla jako první vlastní frekvence za pomoci harmonické analýzy s krokem 3 Hz stanovena frekvence 163 Hz. Frekvenční rozsah buzení modálním budičem vibrací byl tedy v tomto případě nastaven od frekvence 148 Hz až po frekvenci 178 Hz. Frekvenční krok přitom činil již zmíněný 1 Hz. Jelikož bylo provedeno celkem 36 měření, byla provedena i analýza velikosti jednotlivých budicích sil pro všechna měření. Budicí síla byla poté normalizována na hodnotu 21,5 N. Zpracováním naměřených dat bylo ověřeno, že v jednotlivých měřicích bodech je nejvyšších hodnot rychlosti vibrací dosahováno jako v případě buzení s krokem 3 Hz, tj. při frekvenci 163 Hz.

K interpretaci maximálních hodnot rychlosti vibrací bylo využito podmíněné formátování, díky čemuž bylo zhruba možné odhadnout, jak vypadal první vlastní tvar kmitu. Hodnoty maximálních rychlostí vibrací (v $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$) pro všech 36 měřicích bodů při frekvenci 163 Hz a budicí síle 21,5 N jsou uvedeny v tab. 6.

Tab. 6 Rychlost vibrací v jednotlivých bodech pro frekvenci 163 Hz před nalepením vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

278,9	180,9	64,8	71,1	213,7	333,6
211,7	138,9	60,8	36,6	139,2	241,9
120,9	97,1	60,2	5,7	60,1	128,7
26,9	50,6	60	47,3	20,3	12,7
66,7	11,3	65,4	97	103,4	95,9
107,8	12,8	79,1	143	185,6	199,5

Pro porovnání prvního vlastního tvaru ztvárněného za pomoci podmíněného formátování, je uveden obr. 50, který znázorňuje první vlastní tvar kmitu vybuzený při experimentální modální analýze v prostředí BK connect. Z porovnání tab. 6 a následujícího obrázku je patrné, že první vlastní tvar vybuzený při harmonické analýze se velmi podobá prvnímu vlastnímu tvaru vybuzeným při experimentální modální analýze rázovým kladívkem.



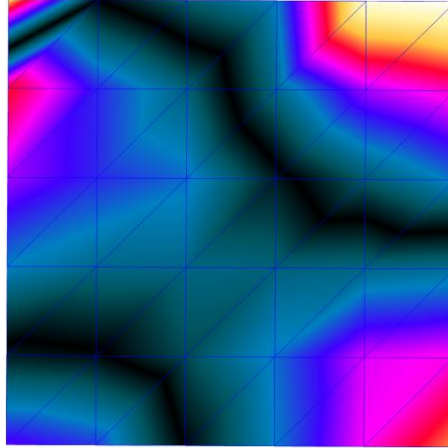
Obr. 50 První vlastní tvar vybuzený při první vlastní frekvenci experimentální modální analýzou (Před nalepením vibrace tlumicího materiálu)

Po nalepení vibrace tlumicího materiálu byla frekvenčním sweepem od 100 Hz po 1 000 Hz jako první vlastní frekvence stanovena frekvence 156 Hz. V tomto případě byl tedy rozsah frekvenčního sweepu nastaven od frekvence 141 Hz až po frekvenci 171 Hz a frekvenční krok opět na 1 Hz. Při měření odezvy v jednotlivých bodech bylo však zjištěno, že nejvyšších hodnot rychlosti vibrací je dosahováno při frekvenci 155 Hz, a nikoliv při frekvenci 156 Hz. Důvod, proč se tato hodnota lišila od hodnoty stanovené frekvenčním sweepem od 100 Hz po 1 000 Hz, byla pravděpodobně volba nižšího frekvenčního kroku. Další důvod mohl spočívat ve skutečnosti, že v případě harmonické analýzy s krokem 3 Hz byla odezva měřena pouze v jednom bodě a pouze s jedním opakováním. Při frekvenci 155 Hz, kdy rychlosti vibrací dosahovaly nejvyšších hodnot však bylo zjištěno, že velikost budicí síly činila 10,4 N. Pro relevantní porovnání maximálních hodnot rychlosti vibrací po aplikaci vibrace tlumicího materiálu byla provedena její normalizace na hodnotu 21,5 N, tj. stejnou hodnotu jako v případě buzení před nalepením vibrace tlumicího materiálu. Maximální rychlosti vibrací byly následně analyticky přepočteny pro buzení silou 21,5 N. Provedení normalizace budicí síly bylo možné díky celkové linearitě systému. Maximální hodnoty rychlosti vibrací pro všech 36 měřicích bodů při frekvenci 155 Hz a budicí síle 21,5 N jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7 Rychlost vibrací v jednotlivých bodech pro frekvenci 155 Hz po nalepení vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

235	153,7	54,5	62,7	177,4	279,5
179,1	119	51,2	30,7	117,9	199,4
100,4	80,4	48,5	3,1	53,4	108
17,6	36,5	46,3	38,5	17,2	9,7
66,1	7,9	48,8	79	89,1	89,3
106,9	5,1	59,2	117,4	158,3	172,4

Pro porovnání prvního vlastního tvaru kmitu vytvořeného podmíněným formátováním je opět uveden vlastní tvar ze softwaru BK Connect. Porovnáním tab. 7 a obr. 51, lze opět konstatovat, že první vlastní tvar kmitu po nalepení vibrace tlumicího materiálu velmi koreluje s prvním vlastním kmitem stanoveným experimentální modální analýzou.



Obr. 51 První vlastní tvar vybuzeň při první vlastní frekvenci experimentální modální analýzou (Po nalepení vibrace tlumicího materiálu)

Pokud porovnáme tab. 6 a tab. 7, zjistíme, že pro maximální hodnoty rychlosti vibrací před a po nalepení vibrace tlumicího materiálu existuje určitá korelace. Lze konstatovat, že po nalepení vibrace tlumicího materiálu, byly maximální hodnoty rychlosti vibrací v jednotlivých měřicích bodech v průměru o 20 % nižší. Porovnáním tab. 6 a tab. 7 bylo dále zjištěno, že jak před nalepením, tak po nalepení vibrace tlumicího materiálu dojde při první vlastní frekvenci k vybuzení stejného prvního vlastního tvaru plechového vzorku. Tato skutečnost je patrná i z porovnání obr. 50 a 51.

4.2.4 HARMONICKÁ ANALÝZA PRO TŘETÍ VLASTNÍ FREKVENCI PŘED A PO NALEPENÍ VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

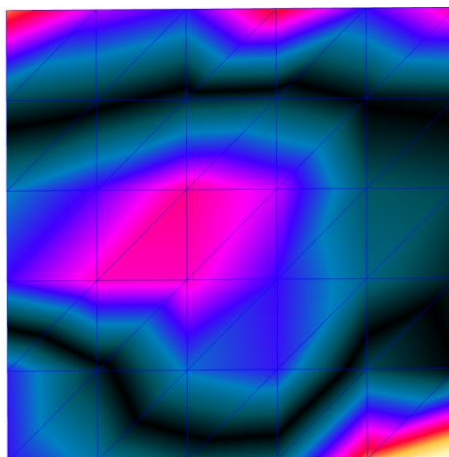
Z frekvenčního sweepu od 100 Hz do 1 000 Hz byla jako třetí vlastní frekvence před nalepením vibrace tlumicího materiálu stanovena frekvence 344 Hz. V tomto případě tedy buzení frekvenčním sweepem probíhalo od hodnoty 329 Hz po hodnotu 359 Hz s frekvenčním krokem 1 Hz.

Opět bylo ověřeno, že jako v případě první vlastní frekvence, před nalepením vibrace tlumicího materiálu, bylo maximálních hodnot rychlostí vibrací v jednotlivých měřicích bodech dosahováno při stejné hodnotě jako při frekvenčním sweepu od 100 Hz po 1 000 Hz, tj. při hodnotě 344 Hz. Analýzou jednotlivých měření byla budící síla normalizována na hodnotu 11,2 N. Maximální hodnoty rychlosti vibrací před nalepením vibrace tlumicího materiálu pro třetí vlastní frekvenci při buzení silou 11,2 N jsou uvedeny v tab. 8.

Tab. 8 Rychlost vibrací v jednotlivých bodech pro frekvenci 344 Hz před nalepením vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

205	157	130,3	122,1	130,1	144,1
31	1,7	24,1	27,6	10,1	17,7
74,1	104	130,3	122,5	86,9	53,1
71,4	119,3	142,8	127	77,4	21,4
20,2	40,3	69,4	45,1	24,2	100,4
134,5	67,6	46,2	80,2	168,1	260

Porovnáním třetího vlastního tvaru stanoveného z maximálních hodnot rychlosti vibrací v jednotlivých měřicích bodech viz tab. 8 s vlastním tvarem stanoveným experimentální modální analýzou bylo zjištěno, že stejně jako v předchozích případech se vlastní tvary kmitu velmi podobají. Třetí vlastní tvar kmitu před nalepením vibrace tlumicího materiálu v prostředí BK Connect je uveden v následujícím obrázku:



Obr. 52 Třetí vlastní tvar vybuzený při třetí vlastní frekvenci experimentální modální analýzou (Před nalepením vibrace tlumicího materiálu)

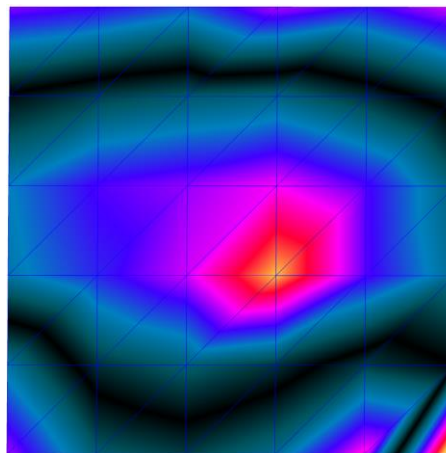
Nalepením vibrace tlumicího materiálu došlo k poklesu třetí vlastní frekvence z hodnoty 344 Hz na hodnotu 327 Hz. Buzení frekvenčním sweepem tedy probíhalo od hodnoty 312 Hz po hodnotu 342 Hz. Frekvenční krok činil opět 1 Hz. Analýzou naměřených dat však bylo zjištěno, že maximálních hodnot rychlosti vibrací je v jednotlivých bodech dosahováno při frekvenci 324 Hz a nikoli při frekvenci 327 Hz. Jak již bylo uvedeno, tuto skutečnost lze opět přisuzovat tomu, že frekvenční sweep od 100 Hz po 1 000 Hz byl proveden pouze jednou, přičemž odezva byla měřena pouze v jednom bodě.

Jelikož byla velikost budící síly v tomto případě rovna hodnotě 1,9 N, byla pro porovnatelnost maximálních rychlostí vibrací po nalepení vibrace tlumicího materiálu provedena její normalizace na hodnotu 11,2 N, kterou bylo realizováno buzení před nalepením vibrace tlumicího materiálu. Maximální rychlosti vibrací byly poté opět přepočítány pro tuto budící sílu. Maximální hodnoty rychlosti vibrací pro jednotlivé měřicí body po nalepení vibrace tlumicího materiálu při frekvenci 324 Hz a buzení silou 11,2 N jsou uvedeny v tab. 9.

Tab. 9 Rychlost vibrací v jednotlivých bodech pro frekvenci 324 Hz po nalepení vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

147,8	113,7	94,6	90,1	98,1	113,9
31,6	5,2	20,9	22	3,2	26
55,5	70,3	88,7	84,6	60,5	40,4
57,2	83,4	103,8	88,5	53,3	20,9
29,5	30,4	49,3	33	15,9	69,8
97,0	50,7	31,8	57,8	116,3	185,4

Porovnáním třetího vlastního tvaru sestaveného z maximálních hodnot rychlosti vibrací viz tab. 9 s třetím vlastním tvarem kmitu vycházejícího z experimentální modální analýzy viz obr. 53 lze stejně jako v předchozích případech konstatovat, že dané vlastní tvary se velmi podobají.



Obr. 53 Třetí vlastní tvar vybuzený při třetí vlastní frekvenci experimentální modální analýzou (Po nalepení vibrace tlumicího materiálu)

Z porovnání tab. 8 a 9 je zřejmé, že pro maximální hodnoty rychlosti vibrací pro třetí vlastní frekvenci, před a po nalepení vibrace tlumicího materiálu, lze jako v případě první vlastní frekvence najít určitou korelaci. Lze konstatovat, že po nalepení vibrace tlumicího materiálu, byly maximální hodnoty rychlosti vibrací v jednotlivých měřicích bodech v průměru o 30 % nižší. Pokud provedeme porovnání obou tabulek z hlediska podmíněného formátování, je možné opět prohlásit, že jak před nalepením, tak po nalepení vibrace tlumicího materiálu dojde při třetí vlastní frekvenci k vybuzení stejného vlastního tvaru. Tato skutečnost je opět patrná i při srovnání obr. 52 a 53.

4.2.5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Porovnáním výsledků experimentální modální analýzy bylo zjištěno, že po nalepení vibrace tlumicího materiálu (STP Black Gold) došlo k poklesu všech vlastních frekvencí plechového vzorku. Pokles vlastních frekvencí lze v tomto případě přisuzovat především výraznému nárůstu hmotnosti, kdy byla hmotnost plechového vzorku navýšena zhruba o 32 %.

Ačkoliv byla nalepením tohoto materiálu zvýšena i nepatrně tuhost plechového vzorku, efekt tuhosti lze v tomto případě s porovnáním efektu nárůstu hmotnosti považovat za minimální [114]. Modální analýza dále ukázala, že po nalepení vibrace tlumicího materiálu došlo k poměrně významnému navýšení tlumení. Vliv tlumení byl patrný při vyhodnocení první a třetí vlastní frekvence za pomoci experimentální harmonické analýzy, kdy došlo k poklesu maximálních rychlostí vibrací v průměru o 20 % pro první vlastní frekvenci a v průměru o 30 % pro třetí vlastní frekvenci. Jediný negativní aspekt mohl být způsoben normalizací budící síly po aplikaci vibrace tlumicího materiálu. Ačkoliv je tento přístup díky linearitě systému možný, pro celkové ověření výsledků by mělo být provedeno buzení jak před nalepením, tak po nalepení vibrace tlumicího materiálu budící silou stejné velikosti.

4.3 OVĚŘENÍ MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ NUMERICKOU SIMULACÍ

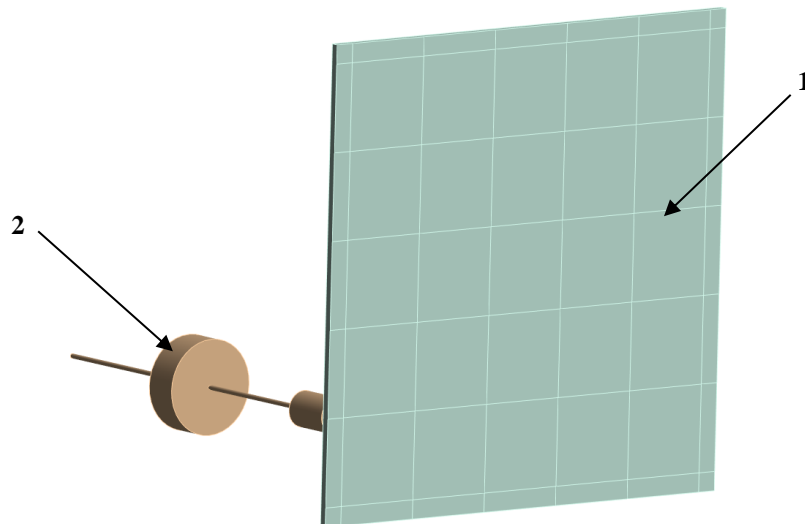
Pro ověření experimentálně stanovených modálních vlastností plechového vzorku, byla provedena metoda numerického výpočtu. Jako software, využívající metod numerických výpočtů byl zvolen ANSYS Workbench.

4.3.1 VYTVOŘENÍ NUMERICKÉHO MODELU

Numerický model byl vytvořen v inženýrském softwaru ANSYS Workbench 2023 R2. Tento software, využívající principů metod konečných prvků (MKP) umožňuje řešení velké řady analýz. Jako příklad lze uvést analýzu proudění tekutin, termální analýzu nebo strukturální analýzu. Za účelem ověření modálních vlastností plechového vzorku bylo využito analýz, které jsou v softwaru označovány jako „*modal*“ a „*harmonic response*“.

VSTUPNÍ GEOMETRIE

K vytvoření vstupní geometrie byl využit integrovaný geometrický modelář Ansys SpaceClaim. Vstupní geometrie byla složena z plechového vzorku a snímače síly s budicí tyčinkou. Pro numerickou simulaci po nalepení vibrace tlumicího materiálu byl následně přidán geometrický model vibrace tlumicího materiálu. Model snímače síly a budicí tyčinky byl vytvořen na základě dat z technické dokumentace [111,112]. Dle informací z technické dokumentace modálního budiče vibrací byl na budicí tyčinku následně vymodelován hmotnostní přídavek, reprezentující efektivní pohyblivou hmotnost modálního budiče. Geometrický model před aplikací vibrace tlumicího materiálu v prostředí ANSYS SpaceClaim je uveden v obr. 54.



Obr. 54 Vstupní geometrie v prostředí ANSYS SpaceClaim
1 – Vzorek plechu, 2 – Snímač síly s budicí tyčinkou a hmotnostním přídavkem

MATERIÁLOVÝ MODEL

Vzorek plechu byl vyroben z hliníkové slitiny EN AW-7075 T6. Pro vibrace tlumicí materiál však byla nalezena pouze informace, že se jedná o polymerní materiál na bázi butylkaučuku. Podrobnější materiálové vlastnosti se bohužel nepodařilo dohledat. Z materiálové knihovny Ansys Granta byl proto vybrán materiál „*butyl rubber*“. Pro snímač síly a budicí tyčinku s hmotnostním přídatkem byla z důvodu dosažení požadované hmotnosti zvolena konstrukční ocel. Co se týče materiálových modelů popisujících chování jednotlivých materiálů, jednalo se o izotropní lineárně elastické modely. Materiálové vlastnosti jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 10 Vlastnosti použitých materiálů

Materiál	Hustota [kg.m ⁻³]	Youngův modul pružnosti [MPa]	Poissonovo číslo [-]
Butyl kaučuk	929,8	1,025	0,49
Konstrukční ocel	7850	2.10 ⁵	0,30
Hliníková slitina (EN AW 7075-T6)	2 800	7,3.10 ⁴	0,33

NASTAVENÍ KONTAKTŮ A VAZEB

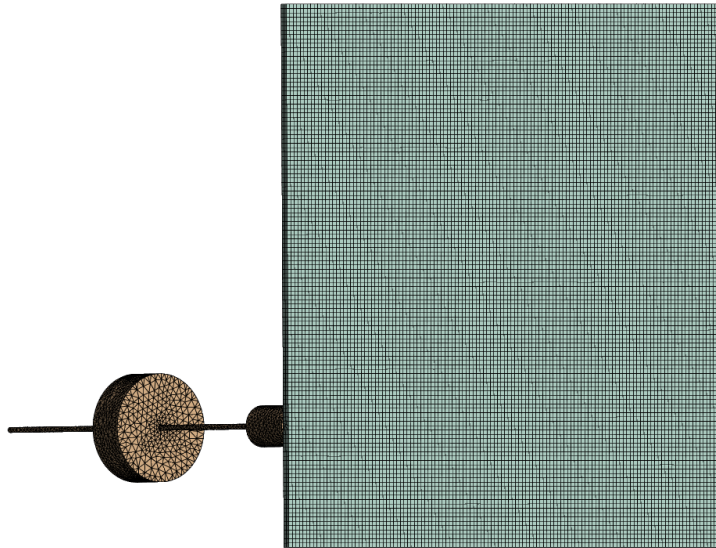
Vzhledem k tomu, že jak modální, tak harmonická analýza jsou považovány za analýzy lineární, byly všechny kontakty nastaveny jako „*bonded*“. Tento typ kontaktu umožňuje lineární řešení, protože délka/plocha kontaktu se během působení zatížení nemění [110]. V tomto případě byl zvolený kontakt blízký i reálným podmínkám, jelikož jak snímač síly, tak vibrace tlumicí materiál byly na plechový vzorek aplikovány za pomoci lepidla.

VYTVORENÍ VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

K vytvoření výpočtové sítě vzorku plechu a následně také vibrace tlumicího materiálu byla využita „*hex dominant method*“, využívající k vytvoření sítě trojrozměrné prvky s osmi uzly. Tato metoda je obvykle využívána při tvorbě sítě pro geometrie, které mají jednoduché a pravidelné tvary. V těchto případech může tato metoda generovat síť s vysokou kvalitou a malým počtem prvků, čímž se snižuje výpočetní čas a zlepšuje přesnost výsledků. Pro snímač síly s budicí tyčinkou a hmotnostním přídatkem byl proces vytváření sítě ponechán na automatické volbě softwaru.

Obecně lze říci, že velikost prvků ovlivňuje přesnost výsledku analýz. Pro prozkoumání vlivu velikosti prvků na přesnost výsledku analýzy byl zvolen nástroj „*body sizing*“ globálně pro celý model. Velikost prvku byla nejprve nastavena na 2 mm a následně zmenšena na 1 mm. Jelikož samostatný plech (bez uvažování vibrace tlumicího materiálu) měl tloušťku 4 mm, nacházely se v případě nastavení velikosti prvku 2 mm po jeho tloušťce celkem 2 prvky a v případě velikosti prvku 1 mm celkem 4 prvky. Bylo zjištěno, že zmenšení velikosti prvku nemá na výsledky simulace téměř žádný vliv. V případě menších prvků však výrazně narostl výpočetní čas, a to přesně o 53 minut. Z tohoto důvodu byla použita velikost prvku 2 mm.

Výsledná výpočetní síť bez vibrace tlumicího materiálu, viz obr. 55, obsahovala 40 680 prvků a 191 285 uzlů. Po přidání vibrace tlumicího materiálu měla síť celkem 57 302 prvků a 305 912 uzlů.



Obr. 55 Výpočetní síť v prostřední ANSYS Workbench

DEFINOVÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK, NASTAVENÍ ANALÝZY

Pokud je vyšetřovanému tělesu zamezen jakýkoliv pohyb, tj. existuje nějaká geometrická okrajová podmínka, jedná se o takzvanou „vázanou modální analýzu“. Jelikož byl již při modální analýze na plechový vzorek umístěn snímač síly s budicí tyčinkou, je zřejmé, že se v tomto případě jednalo o „vázanou modální analýzu“. Pro tento model definovány celkem tři vazby „displacement“. U budicí tyčinky s hmotnostním přídatkem byl definován volný posuv vnější plochy hmotnostního přídatku a koncové vnější plochy budicí tyčinky v horizontálním (axiálním) směru. Tato okrajová podmínka vyplývala z principu funkce modálního budiče vibrací.

U vzorku plechu byly omezeny posuvy horní levé a pravé spodní hrany. V případě levé horní hrany byl jako jediný volný pohyb definován posuv v horizontálním, respektive axiálním směru budicí tyčinky. Co se týče pravého dolního rohu, zde byl kromě posuvu v axiálním směru budicí tyčinky povolen i posuv ve vertikálním směru.

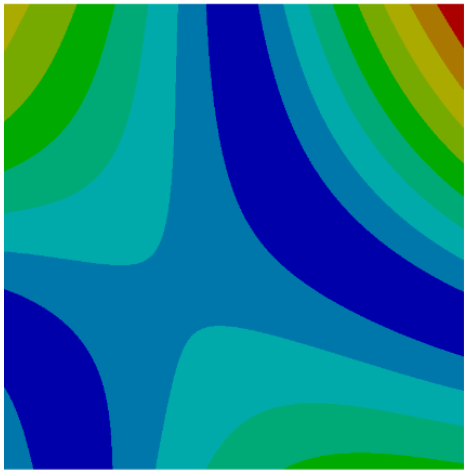
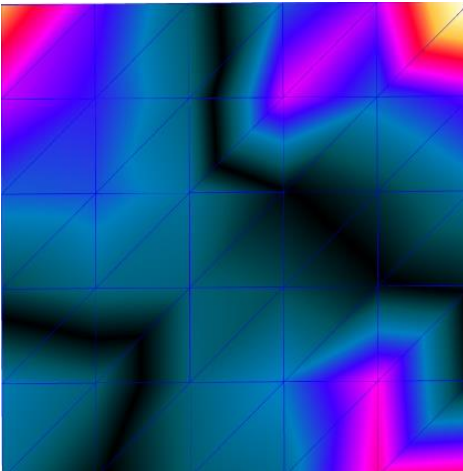
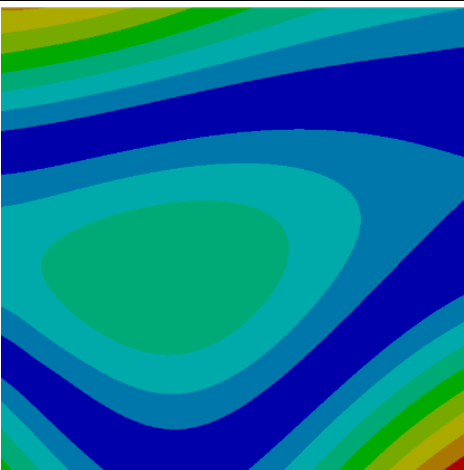
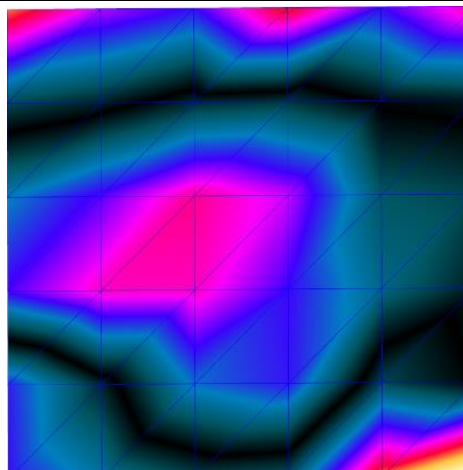
V případě numerické modální analýzy byl na základě získaných experimentálních dat nastaven počet hledaných vlastních tvarů na počet 8. Frekvenční rozsah byl na základě experimentu nastaven od 100 Hz po 1 000 Hz.

Vstupní parametry numerické harmonické analýzy byly definovány dle přístupu a získaných dat z experimentální modální a harmonické analýzy. Pro analýzu první a třetí vlastní frekvence, jak před, tak po přidání vibrace tlumicího materiálu byl okolo těchto frekvencí nastaven frekvenční sweep v rozsahu 30 Hz s krokem 1 Hz. Střední hodnota frekvenčního sweepu přitom odpovídala dané vlastní frekvenci. Dle získaných experimentálních dat byl poté nastaven koeficient tlumení a zadána požadovaná budicí síla. Následně byla příkazem „frequency response“ vyhodnocována maximální rychlost vibrací ve všech 36 měřicích bodech.

4.3.2 VÝSLEDKY NUMERICKÉ MODÁLNÍ ANALÝZY PŘED APLIKACÍ VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

V závislosti na povaze experimentu, kdy byl blíže zkoumán pouze první a třetí vlastní tvar plechového vzorku, byl i v případě numerické analýzy vyhodnocován pouze první a třetí vlastní tvar. V tabulce 11. je uvedeno porovnání prvního a třetího vlastního tvaru získaného jak numerickou modální analýzou, tak experimentální modální analýzou. Jedná se o stavy před aplikací vibrace tlumicího materiálu.

Tab. 11 Srovnání prvního a třetího vlastního tvaru před aplikováním vibrace tlumicího materiálu (Numerická simulace – vlevo, Experiment – vpravo)

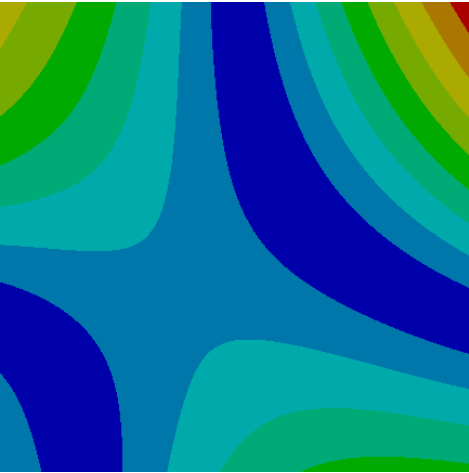
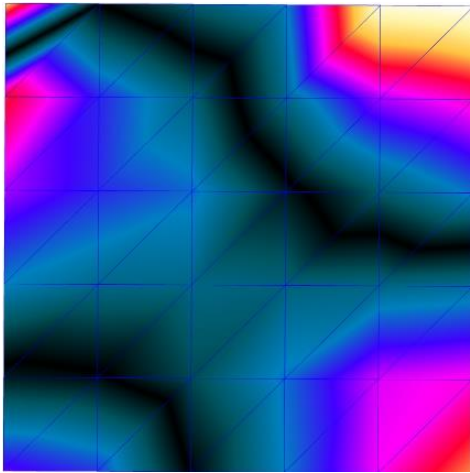
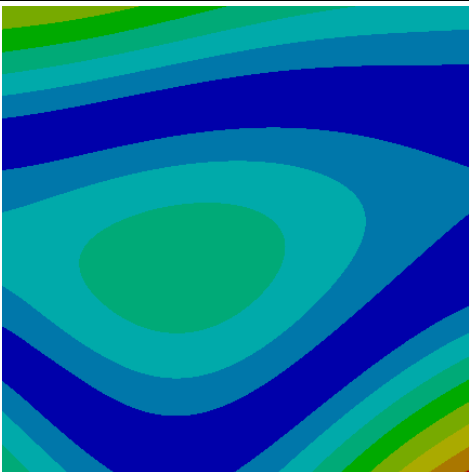
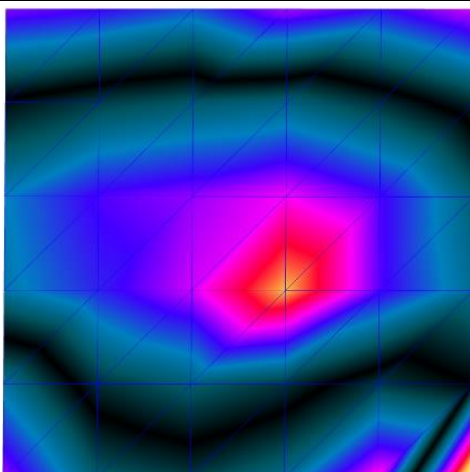
1. VLASTNÍ TVAR, $f = 163,5$ Hz NUMERICKÁ SIMULACE	1. VLASTNÍ TVAR, $f = 163$ Hz EXPERIMENT
	
3. VLASTNÍ TVAR, $f = 343$ Hz NUMERICKÁ SIMULACE	3. VLASTNÍ TVAR, $f = 342,5$ Hz EXPERIMENT
	

Porovnáním experimentálně a numericky stanovených vlastních tvarů lze pozorovat, že jak první, tak třetí vlastní tvar, získaný numerickou simulací se velmi blízce podobá tvarům získaných experimentem. Co se týče hodnot vlastních frekvencí, i zde lze konstatovat, že numerickou simulací byly tyto frekvence ověřeny, jelikož jejich odchylka byla menší než 1 %.

4.3.3 VÝSLEDKY NUMERICKÉ MODÁLNÍ ANALÝZY PO APLIKACI VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Stejný postup byl použit i po nalepení, respektive přidání geometrie vibrace tlumicího materiálu. V numerické analýze byl stejně jako v případě experimentu aplikován vibrace tlumicí materiál na zadní stranu plechového vzorku, přičemž v něm byla vyřiznuta část v místě umístění snímače síly. Porovnání prvního a třetího vlastního tvaru stanoveného jak experimentálně, tak numericky je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 12 Srovnání prvního a třetího vlastního tvaru po aplikování vibrace tlumicího materiálu (Numerická analýza – vlevo, Experiment – vpravo)

1. VLASTNÍ TVAR, $f = 152,5$ Hz NUMERICKÁ SIMULACE	1. VLASTNÍ TVAR, $f = 156,5$ Hz EXPERIMENT
	
3. VLASTNÍ TVAR, $f = 326$ Hz NUMERICKÁ SIMULACE	3. VLASTNÍ TVAR, $f = 324$ Hz EXPERIMENT
	

Porovnáním vlastních tvarů, bylo zjištěno, že stejně jako v předchozím případě se vlastní tvary získané numerickou simulací podobají těm experimentálně stanoveným. V případě vlastních frekvencí zde byly pouze minimální odchylky, které nepřesahovaly 3 %.

4.3.4 VÝSLEDKY NUMERICKÉ HARMONICKÉ ANALÝZY PŘED PŘIDÁNÍM VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Jak již bylo uvedeno v podkapitole 4.3.1, v případě numerické harmonické analýzy byl aplikován stejný přístup jako u experimentu. V prostředí Ansys Workbench bylo tedy navázáno na již hotovou modální analýzu s využitím způsobu numerického výpočtu „*Mode Superposition*“. Poté byla vybrána první a třetí vlastní frekvence, okolo kterých byl proveden frekvenční sweep. Střední hodnota, frekvenčního sweepu s rozsahem 30 Hz a krokem 1 Hz, byla přitom rovna hodnotě dané vlastní frekvence. Vstupní data, pro numerickou harmonickou analýzu, mezi která se řadila velikost budící síly a koeficient tlumení vycházela z experimentálně stanovených dat.

Budící síla byla nejprve aplikována na kontaktní plochu snímače síly a poté přímo do bodu na plechovém vzorku. Porovnáním výsledků simulace bylo zjištěno, že způsob aplikování síly nemá na výsledné hodnoty vliv. Pro následné simulace byla tedy síla umístěna na kontaktní plochu snímače síly. Pro porovnání maximálních hodnot rychlostí vibrací stanovených jak experimentální harmonickou analýzou, tak numerickou simulací, bylo vybráno prvních šest měřících bodů. Jednalo se tedy o body, které se nacházely v horní části plechového vzorku.

V případě první vlastní frekvence, která činila 163 Hz (experiment), respektive 163,5 Hz (simulace) bylo buzení provedeno experimentálně stanovenou silou o velikosti 21,5 N. Experimentálně stanovený koeficient tlumení byl v tomto případě roven 0,34 %. Numerickou harmonickou analýzou bylo zjištěno, že maximálních hodnot rychlosti vibrací je pro vybrané měřící body dosahováno při frekvenci 164 Hz. Porovnání experimentálně a numericky stanovených maximálních hodnot rychlosti vibrací v $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 13 Srovnání maximálních hodnot rychlosti vibrací pro první vlastní frekvenci před přidáním vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

Experimentální harmonická analýza					
278,9	180,9	64,8	71,1	213,7	333,6
Numerická harmonická analýza					
265	183,5	71	65,7	209,8	347,4

Při třetí vlastní frekvenci 342,5 Hz (experiment), respektive 343 Hz (simulace) měla experimentálně stanovená budící síla velikost 11,2 N a koeficient tlumení byl roven hodnotě 0,11 %. Buzením touto silou, bylo zjištěno, že maximálních hodnot rychlosti vibrací je dosahováno při frekvenci 343 Hz. Porovnání je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 14 Srovnání maximálních hodnot rychlosti vibrací pro třetí vlastní frekvenci před přidáním vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

Experimentální harmonická analýza					
205	157	130,3	122,1	130,1	144,1
Numerická harmonická analýza					
215,5	174,2	142,5	118	120,4	134

4.3.5 VÝSLEDKY NUMERICKÉ HARMONICKÉ ANALÝZY PO PŘIDÁNÍ VIBRACE TLUMICÍHO MATERIÁLU

Po nalepení vibrace tlumicího materiálu byl pro první vlastní frekvenci 156,5 Hz (experiment) 152,5 Hz (numerická simulace) dle experimentální modální analýzy koeficient tlumení roven hodnotě 1,54 %. Buzením silou 21,5 N bylo zjištěno, že maximálních hodnot rychlosti vibrací je dosahováno při frekvenci 152 Hz. Porovnání experimentálně stanovených maximálních rychlostí vibrací s numericky stanovenými hodnotami je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 15 Srovnání maximálních hodnot rychlosti vibrací pro první vlastní frekvenci po přidání vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

Experimentální harmonická analýza					
235	153,7	54,5	62,7	177,4	279,5
Numerická harmonická analýza					
222,4	155	61,4	52,4	172,4	286,6

Pro třetí vlastní frekvenci 324 Hz (experiment) 326 Hz (simulace) činil dle experimentální modální analýzy koeficient tlumení 1,64 %. Maximální rychlosti vibrací bylo v tomto případě při buzení silou 11,2 N dosahováno při frekvenci 326 Hz. Srovnání maximálních hodnot rychlostí vibrací pro prvních šest měřících bodů je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 16 Srovnání maximálních hodnot rychlosti vibrací pro třetí vlastní frekvenci po přidání vibrace tlumicího materiálu ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)

Experimentální harmonická analýza					
147,8	113,7	94,6	90,1	98,1	113,9
Numerická harmonická analýza					
162,1	124,5	103,5	91,2	86,5	101,8

4.3.6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V případě modální analýzy nebyly odchylky experimentálně a numericky stanovených hodnot vlastních frekvencí větší než 3 %. U harmonické analýzy poté jednotlivé odchylky numericky a experimentálně stanovených maximálních rychlostí vibrací nepřesahovaly 10 %. Tyto drobné odchylky, lze přisuzovat několika faktorům. Jedním z faktorů může být například skutečnost, že reálný vzorek plechu neměl přesně stejné rozměry jako vzorek použitý v simulaci. Ačkoliv se jednalo o nepřesnosti v řádu desetin milimetru, mohly mít tyto rozdíly na výsledky simulace vliv. Dalším faktorem mohl být například způsob uchycení vzorku během reálného experimentu, kdy byl přichycen ve čtyřech bodech za pomoci silonu, což nebylo v simulaci zohledněno. Problémem taky mohl být vibrace tlumicí materiál, pro který se bohužel nepodařilo dohledat přesné materiálové vlastnosti. I navzdory těmto odchylkám lze však prohlásit, že numerickými simulacemi byly experimentálně stanovené hodnoty ověřeny.

5 PŘÍPRAVNÉ MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU V INTERIÉRU OSOBNÍHO VOZIDLA

Ačkoliv je v dnešní době na vnitřní akustiku automobilu kladen stále větší důraz, kdy si lze kromě základního odhlučnění zvolit jako prvek výbavy například dvojitá akustická skla, nejsou i přesto někteří uživatelé s vnitřním akustickým komfortem svého vozidla spokojeni [93]. Jednou z možností, která je na trhu aktuálně nabízena, je dodatečné odhlučnění vozidla u specializované firmy, která se za pomoci zvuk pohltivých a vibrace tlumících materiálů snaží akustický komfort uvnitř vozidla zlepšit.

Co se však týče celkového přínosu dodatečného odhlučnění vozidla, nelze dnes dohledat mnoho článků, které by se na tuto problematiku zaměřovaly. Z tohoto důvodu byl navržen experiment spočívající v měření akustického tlaku v interiéru vozidla před a následně po jeho kompletním odhlučnění s cílem přínos aplikace vibrace tlumících a zvuk pohltivých materiálů vyhodnotit. Tento experiment, byl realizován ve spolupráci s pražskou firmou 2din, která se na dodatečné odhlučnění vozidel specializuje.

Tato kapitola pojednává především o přípravě na toto měření, které probíhalo jak v areálu Fakulty strojního inženýrství VUT v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, tak v blízkém okolí areálu fakulty. Před přípravným měřením byla provedena rešerše, jakými způsoby lze k měření přistupovat a jaké jsou postupy při měření akustického tlaku v interiéru osobního automobilu. Bylo nalezeno několik publikací, které se této problematice věnují. Publikace uvedené v této kapitole slouží pouze jako inspirace pro vhodnou volbu metody měření akustického tlaku, a nejsou u nich proto uvedeny výsledky a závěry z měření.

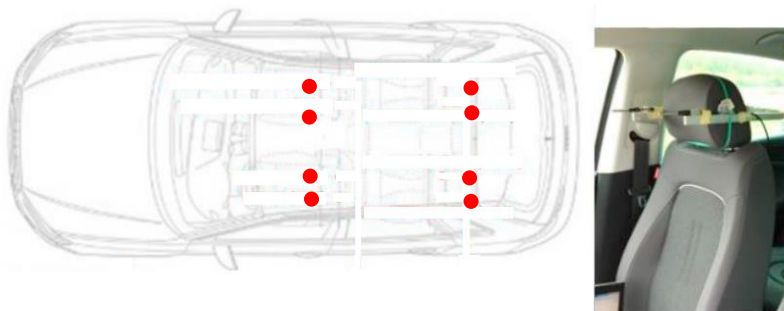
5.1 PŘÍKLADY MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU VE VOZIDLE

Prvním příkladem je článek [25] zaměřující se na hluk automobilových tlumičů. Pro analýzu tohoto hluku, který se projevuje takzvaným řinčením, bylo provedeno měření za pomoci jízdní zkoušky na testovacím polygonu. K měření akustického tlaku, které v tomto případě podléhalo standartu GB/T118697, byla použita dvojice mikrofonů G.R.A.S.40HF, umístěná na hlavovou opěrku řidiče viz obr. 56. Měření bylo provedeno při jízdě z kopce s 8% klesáním, kde se v okolí 20 m nenacházely žádné překážky, které by způsobovaly odrazy zvuku. Aby byl akustický projev tlumičů porovnatelný, po dosažení rychlosti 15 km/h byl vypnut motor a následně proběhla 15s nahrávka akustického tlaku. Tyto nahrávky byly následně za pomoci sluchátek přehrány posluchačům, kteří měli za úkol posoudit akustický projev tlumičů, na základě čehož bylo možné vyhodnotit psycho akustické veličiny jako Hlasitost, Ostrost, Hrubost a Flukтуаční sílu viz podkapitola 1.7 [25].



Obr. 56 Umístění mikrofonů na hlavovou opěrku řidiče [25]

V článku [94], ve kterém byl zkoumán vliv hluku vznětového motoru (Booming noise) na akustický komfort v interiéru osobního vozidla v závislosti na psycho akustických veličinách (Hlasitost a Ostrost) bylo měření provedeno v takzvaném klidovém (Stand-Still) stavu. V tomto případě bylo vozidlo disponující čtyřválcovým vznětovým motorem o obsahu $1\,461\text{ cm}^3$ a výkonu 55 kW umístěno na válcový dynamometr. Rozmístění celkem 8 mikrofonů viz obr. 57 bylo provedeno obdobným způsobem jako v předchozím článku, tj. jednotlivé dvojice na hlavové opěrky jednotlivých sedadel pasažérů. Měření akustické tlaku, za pomoci záznamu trvajícího 20 s bylo následně provedeno při zařazeném 3. rychlostním stupni, přičemž byla provedena akcelerace při plném sešlápnutí plynového pedálu z $1\,000$ na $3\,000\text{ min}^{-1}$. Další měření akustického tlaku, při němž nahrávky trvaly 60 s, byla provedena při zařazení jednotlivých rychlostních stupňů a jim odpovídajících rychlostí. Jednotlivé nahrávky byly následně použity pro stanovení Hlasitosti a Ostrosti [94].



Obr. 57 Umístění mikrofonů na hlavové opěrky jednotlivých sedadel [94]

V článku [95], kde měření akustických parametrů v interiéru vozidla, probíhalo opět v klidovém stavu, tentokrát však bez použití válcového dynamometru, bylo použito celkem třináct vozidel značky BMW x3 ročníku výroby 2020–2022. Měření akustických parametrů bylo realizováno jak v interiéru vozidla, tak z venku vozidla v předem stanovených vzdálenostech. Pro měření byl využit hlukoměr BENTECH GM1356. Jednotlivá měření probíhala při různých zátěžných stavech motoru, přičemž vozidlo se nacházelo v místě, v jehož okolí se v blízkosti tří metrů nevyskytovaly žádné objekty.

Měření probíhalo při volnoběhu, 75% zatížení motoru či jeho maximálním zatížení. V článku se však nepodařilo dohledat přesné místo, kde měření v interiéru probíhalo. Taktéž se bohužel nepodařilo analyzovat přesnou akustickou veličinu, která byla měřena. Článek pouze pojednával o takzvaném Noise level [dB], avšak nebylo zmíněno, zda se jednalo o akustický tlak vážený dle nějakého filtru [95].

V článku [96] zaměřujícím se na vývoj nového analytického modelu (HAP-RM) pro stanovení psycho akustické veličiny nazývané jako Hrubost, bylo měření akustického tlaku provedeno dvojicí mikrofónů Brüel & Kjær typu 4189-A-021, které byly podobně jako v člancích [25,94] postupně umístěny na hlavové opěrky jednotlivých sedadel (řidiče, spolujezdce a pasažéra nacházejícím se za řidičem). Měření, ke kterému bylo použito vozidlo značky VW Lavida o obsahu motoru 1 600 cm³, bylo provedeno dle standartu GB/T 18697 a realizováno na čtyřproudé asfaltové silnici, kde se v okolí 50 m nenacházely žádné zvuk odrazivé překážky. Jednotlivé nahrávky akustického tlaku, jejichž délka činila 12 s, byly následně zaznamenávány od rychlosti 30 km/h do rychlosti 90 km/h s krokem 5 km/h. Jednotlivé nahrávky byly následně použity pro objektivní posouzení akustiky v interiéru vozidla za pomoci dobrovolníků a srovnány s vyvíjeným analytickým modelem HAP-RM [96].

Mikrofony umístěny způsobem, který je popisován v člancích [25,94,96], mají za úkol do nejvyšší možné míry simulovat polohu uší řidiče či jednotlivých pasažérů. Lze konstatovat, že tento přístup k měření je zvolen ve chvíli, kdy je finanční rozpočet pro měření omezen. V případě, že by měření nebylo ovlivněno velikostí finančního rozpočtu, lze akustický tlak v interiéru zaznamenat za pomoci takzvané binaurální nahrávky.

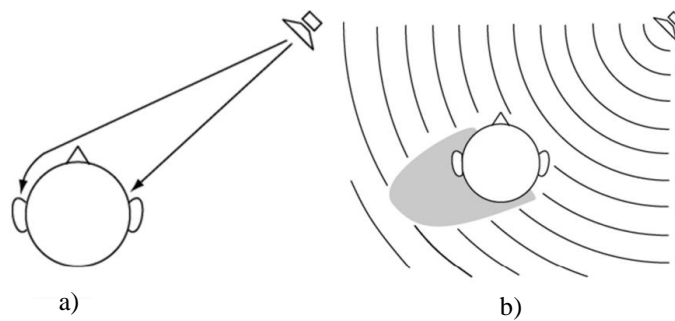
5.1.1 BINAURÁLNÍ NAHRÁVKA

Pod pojmem binaurální nahrávka si lze představit nahrávku, která se ideálně skládá z akustického tlaku zaznamenaného na pozici každého z ušních bubínků či na vstupu vnějších zvukovodů [97]. Takto zaznamenanou binaurální nahrávku lze poté přehrát za pomoci sluchátek posluchači, který bude mít pocit jako by se nacházel v místě, kde byl akustický tlak zaznamenan [98].

Člověk je schopen lokalizovat zdroj zvuku na základě následujících předpokladů. Pokud uvažujeme horizontální rovinu, ve které se šíří zvuk od svého zdroje k hlavě posluchače, využívá člověk pro lokalizaci polohy zdroje zvuku převážně dvou základních takzvaných meziušních rozdílů (Binaural cues) [99]. Pokud se zdroj zvuku nachází napravo od posluchače, viz obr. 58 a), je zřejmé že pravé ucho zachytí akustický signál o malý okamžik dříve než ucho levé [99,100]. Tento časový rozdíl je nazýván jako ITD (Interaural Time Difference) a pro lidské ucho je využitelný zpravidla při nízkých frekvencích (udáváno pod 1,5 kHz), kdy je vlnová délka menší než průměr hlavy [100,101].

Pokud se zdroj zvuku nachází napravo od posluchače, viz obr. 58 b), je zřejmé, že kromě skutečnosti, že pravé ucho zachytí akustický signál o něco dříve než ucho levé, zachytí jej i s vyšší intenzitou a posluchač tedy bude schopen rozlišit, že se zdroj zvuku nachází napravo od něj. Tento jev je nazýván jako ILD (Interaural Level Difference) [99,100,101].

Tyto jevy je však možné zaznamenat i za pomoci dvojice mikrofonů, umístěných na hlavovou opěrkou řidiče. Problém však nastává při středních a vyšších frekvencích (vlnová délka je kratší než průměr hlavy), kdy se hlava chová jako překážka, a než zvuková vlna dorazí k uchu na odvrácené straně, které se nachází v takzvaném akustickém stínu, dojde k jejímu utlumení. Tento jev je taktéž provázán s ILD (Interaural Level Difference). Další problém nastává v případě potřeby lokalizace zdroje zvuku ve vertikální rovině, tj. v jaké výšce se daný zdroj hluku nachází, či zda se zvuk šíří například ze směru před či za námi [100,101].



Obr. 58 Srovnání ITD a) a ITD b) [100]

Tyto problémy řeší takzvaná HRTF (Head Related Transfer Function) funkce, která je množinou přenosových funkcí, popisující, pod jakým úhlem se šíří zvukový signál, či například zohledňuje tvar ušního boltce, který se chová jako frekvenční filtr v závislosti na úhlu dopadu zvukového signálu [97,99]. Vzhledem k tomu, že každý posluchač disponuje různým tvarem hlavy a ušního boltce, je HRTF funkce specifická pro různé tvary hlavy [99].

Pro zaznamenání binaurální nahrávky lze použít zpravidla dva přístupy, mezi které patří binaurální sluchátka či takzvané umělé torzo hlavy (Dummy head). Výhoda v použití binaurálních sluchátek spočívá především v jejich nižší ceně a možnosti použití v případech, kde není torzo hlavy možné použít. Takovým případem může být například měření akustického tlaku v interiéru vozidla při jízdě zkoušce v místě řidiče. Jejich nevýhoda však spočívá v tom, že při jejich použití dojde k částečnému ucpání vnějšího zvukovodu posluchače a ten tedy není schopen slyšet zaznamenávaný zvuk [97]. Mezi další nevýhodu se řadí nutnost setrvat při měření v klidu, jelikož i sebemenší pohyb je sluchátky zaznamenán. Binaurální sluchátka lze najít například v portfoliu firmy HEAD acoustics viz obr. 59, která přímo na svých stránkách uvádí, že se jedná o ideální variantu pro měření akustického tlaku v interiéru vozidla [102].



Obr. 59 Binaurální sluchátka BHM III.3: Mobile ICP od společnosti HEAD acoustics [102]

Druhou možností je použití umělého torza hlavy. Jak je již patrné z výhod použití binaurálních sluchátek, použití umělého torza hlavy je vzhledem k jeho pořizovací ceně velmi nákladné. Umělé torzo hlavy je navrženo tak, aby co do nejvyšší možné míry simulovalo reálnou hlavu posluchače. Na hlavě lze tedy nalézt umělý model lidského ucha, či například ústa nebo nos. Na trhu lze nalézt i velké množství příslušenství, které například umožňuje simulovat i rotaci hlavy [103].

Výhoda umělých torz spočívá v porovnatelnosti měření. Na druhou stranu se však na trhu v dnešní době vyskytuje mnoho výrobců těchto torz, přičemž každé disponuje vzhledem ke své geometrii jinou HRTF funkcí [104]. Pokud je však torzo využito například při vývoji v rámci jedné automobilky, jedná se bezkonkurenční řešení. Jako příklad umělého torza hlavy je opět uveden produkt od společnosti HEAD acoustics viz obr. 60. Jedná se o umělou hlavu HSU III včetně ramen, vybavenou kondenzátorovými mikrofony [105].



Obr. 60 Umělé torzo hlavy včetně ramen HSU III od společnosti HEAD acoustics [105]

Umělé torzo hlavy od firmy HEAD Acoustics bylo využito například pro objektivní posouzení kvality akustiky interiéru automobilu při jeho akceleraci v článku [26]. Měření bylo provedeno v několika vozidlech disponujících čtyř až osmi válcovými motory na komunikaci v areálu Hyundai Motor Company v Koreji. Měření probíhalo při akceleraci vozidla z 1 800 na 4 500 min^{-1} při plném sešlápnutí plynového pedálu. Zaznamenaná binaurální nahrávka byla poté za pomoci sluchátek od firmy Head Acoustics přehrána posluchačům, přičemž posluchači subjektivně posuzovali jednotlivé nahrávky [26].

Při měření [106], které mělo za cíl posoudit kvalitu akustického projevu vznětového motoru, bylo konkrétně využito torzo HSU III od společnosti HEAD Acoustics viz obr. 60. Při měření, byla použita dvojice přeplňovaných vznětových motorů o obsahu 1 400 a 2 200 cm^3 se systémem vstřikování paliva Common rail. Motory byly umístěny na elektrický válcový dynamometr, který byl od motoru akusticky izolován. Měření bylo provedeno v bezdozvukové komoře, přičemž torzo hlavy se nacházelo ve vzdálenosti jednoho metru od válcového dynamometru. Zaznamenaná nahrávka byla poté puštěna posluchačům, kteří ji subjektivně hodnotili na škále 1–10 bodů [106].

V článku [107] zaměřujícím se na hluk v interiéru vozidla způsobený přejetím zpomalovacích retardérů bylo pro zaznamenání akustického tlaku opět použito torzo hlavy, přičemž se jednalo o typ 4100-D od firmy Brüel & Kjær. V tomto případě bylo torzo umístěno na sedadlo spolujezdce.

Pro měření, podléhající standartu GB/T 18697 byly použity celkem čtyři různá vozidla, která při různých konstantních rychlostech (10 km/h, 15 km/h, ...) přejížděly dva druhy zpomalovacích retardérů. Jednotlivé nahrávky trvající 10 s byly následně puštěny posluchačům, kteří měli za úkol zhodnotit psycho akustické veličiny (Hrubost, Ostrost, Flukтуаční sílu a Hlasitost). Subjektivní hodnocení psycho akustických veličin bylo následně srovnáno s analyticky vypočtenými hodnotami [107].

Posledním z článků, který byl spolu s články [25,94,96] využit jako inspirace pro naše měření, byl článek [108] zkoumající vliv akustiky v interiéru vozidla na odhad jeho rychlosti řidičem. Článek zjednodušeně řečeno pojednává o tom, že pokud je auto precizně odhlučněno, může to mít negativní dopad na odhad rychlosti řidičem. Řidič totiž může mít v takovém případě pocit, že se pohybuje mnohem nižší rychlostí, než je realita. K měření bylo v tomto případě využito dva roky staré Mitsubishi Savrin spolu s mikrofonom AKG C 391B umístěným v blízkosti ucha řidiče. Měření bylo provedeno na rovném úseku mezi horami, bez stoupání či klesání při různých rychlostech (80 km/h, 90 km/h, 100 km/h, 110 km/h a 120 km/h) v takových časech, aby byly co do nejvyšší možné míry eliminovány projíždějící vozidla. Při dosažení požadované rychlosti byla po dobu 60 sekund pořizována nahrávka, přičemž prvních a posledních 5 sekund nahrávky bylo vždy odstraněno z důvodu ustálení chodu motoru. Kromě záznamu akustického tlaku probíhal taktéž video záznam jízdy a byl uveden údaj o rychlosti větru v době měření. Pořízené nahrávky akustického tlaku byly po zpracování následně spolu s promítáním na simulátoru jízdy puštěny vybraným posluchačům, kteří odhadovali v závislosti na hluku rychlost vozidla [108].

5.2 PŘÍPRAVNÉ MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU V INTERIÉRU VOZIDLA

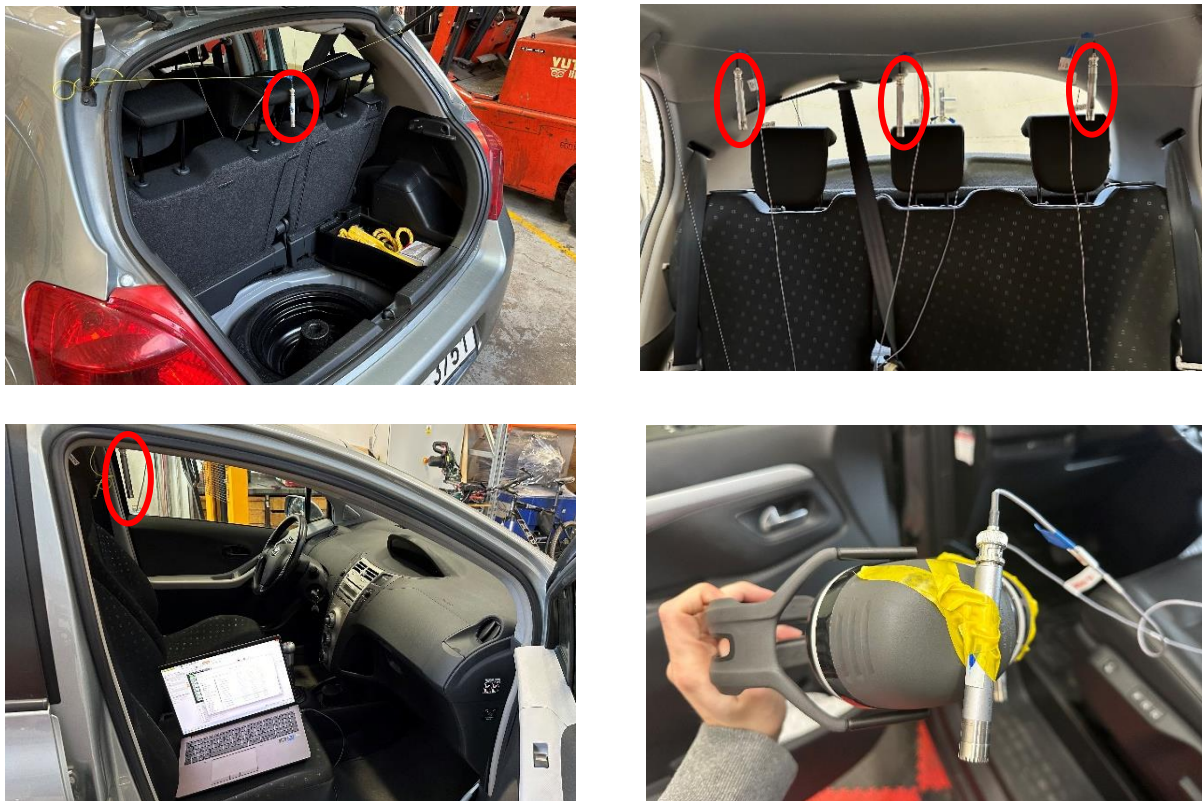
Před realizací reálného měření bylo nejprve potřeba provést přípravné měření za účelem seznámení se s měřicí aparaturou a naplánování průběhu měření. Jak již bylo uvedeno, pro inspiraci k měření akustického tlaku byly využity články [25,94,96,108]. Pro firmu 2din, byl taktéž vypracován návrh měření, který obsahoval jak variantu měření v klidovém stavu, tak variantu měření za pomoci jízdní zkoušky. Po vzájemné konzultaci byla zvolena varianta měření za pomoci jízdní zkoušky v reálném provozu.

5.2.1 POUŽITÁ APARATURA A ROZMÍSTĚNÍ MIKROFONŮ

Pro realizaci přípravného měření bylo vybráno vozidlo Toyota Yaris (SCP90L) disponující čtyřválcovým motorem o objemu 1 300 cm³ a výkonu 64 kW. Ačkoliv v podkapitole 2.2.1 bylo uvedeno, že pro měření akustického tlaku v interiéru vozidla jsou ideální volbou mikrofony určené pro měření v difúzním poli, vzhledem k omezeným možnostem výběru aparatury, bylo pro měření použito celkem 7 předpolarizovaných mikrofونů Brüel & Kjær typu 4966 a 4189-A-021 určených pro měření ve volném poli.

Celkem tři mikrofony byly umístěny v zadní části vozidla v místech simulujících polohu hlavy jednotlivých pasažérů. Jeden z mikrofونů byl umístěn v místě hlavy spolujezdce a jeden v místě zavazadlového prostoru. Přichycení těchto mikrofونů bylo realizováno za pomoci provázku, který umožňoval s polohou mikrofونů snadnou manipulaci.

Pro umístění mikrofonů v místě polohy hlavy řidiče byly použity náhlavní protihluková sluchátka, na které byla za pomoci lepicí pásky připevněna zbylá dvojice mikrofonů. Jednotlivé umístění mikrofonů je zobrazeno v následujících obrázcích:



Obr. 61 Rozmístění jednotlivých mikrofonů ve vozidle Toyota Yaris

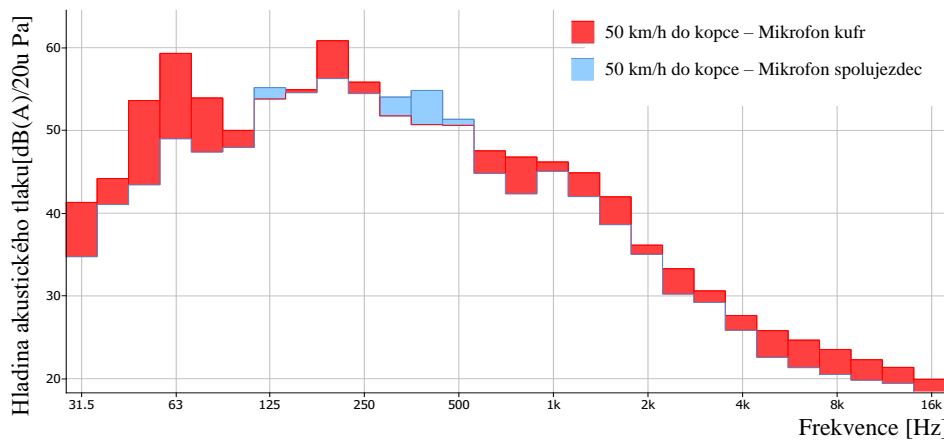
Pro zpracování jednotlivých záznamů byl využit jako v případě experimentální modální a harmonické analýze software BK Connect 2021 od společnosti Brüel & Kjær. Naměřené hodnoty byly zobrazeny jako hodnoty hladin akustického tlaku vážené filtrem A v třetinooktávovém spektru s rozsahem 31,5 Hz až 16 000 Hz. Z důvodu případných nejasností v jednotlivých nahrávkách akustického tlaku byl taktéž proveden videozáznam jednotlivých jízd za pomoci mobilního telefonu umístěného na čelní sklo.

5.2.2 VÝBĚR ÚSEKU A PROVEDENÍ MĚŘENÍ

Pro realizaci přípravného měření bylo vybráno několik tras, pro něž byly stanoveny specifické rychlosti. Z jednotlivých tras byl pro tuto podkapitolu vybrán úsek nacházející se v blízkosti areálu fakulty. Jednalo se o asfaltovou vozovku ve velmi dobrém stavu s mírným stoupáním, respektive klesáním. Délka tohoto úseku činila 550 metrů, přičemž po jedné straně vozovky byla souvisle zaparkovaná osobní vozidla. Na tomto úseku bylo zprvu provedeno šest záznamů akustického tlaku pro rychlosti 30, 40 a 50 km/h. Pro každou rychlost bylo provedeno měření jak pro jízdu do kopce, tak pro jízdu z kopce. Z každé nahrávky akustického tlaku bylo vyjmuto zhruba prvních pět a posledních pět sekund záznamu z důvodu ustálení chodu motoru.

V některých případech však byla nahrávka zkrácena o větší časový okamžik, a to například z důvodu projíždějícího protijedoucího vozidla nebo z důvodu najetí na postranní čáru.

Z provedených měření v tomto úseku bylo zjištěno, že nejvyšší hodnoty hladin akustického tlaku byly zaznamenávány mikrofonem umístěným v kufru. Lze tedy konstatovat, že v případě tohoto automobilu byl kufr nejhluchnějším místem. Pro ilustraci byl vybrán úsek 50 km/h směrem do kopce. Při srovnání s přední částí automobilu (mikrofony v místě řidiče a v místě spolujezdce) byly hodnoty hladin akustického tlaku naměřené v kufru pro pásmo 63 Hz zhruba o 10 dB(A) vyšší, pro pásmo 80 Hz zhruba o 5 dB(A) vyšší a pro pásmo 200 Hz zhruba o 4,5 dB(A) vyšší. V pásmu 800 Hz, 1 250 Hz a 1 600 Hz, činil rozdíl zhruba 3 dB(A). Jediným pásmem, kde byla zaznamenána nižší hladina akustického tlaku byla pásma 315 a 400 Hz. Celková hladina akustického tlaku pro místo v kufru poté činila 66 dB(A) a pro místo spolujezdce 63,5 dB(A). Pro lepší představu je uveden následující obrázek srovnávající rozdíl hladin akustického tlaku v místě kufru a v místě pozice spolujezdce:

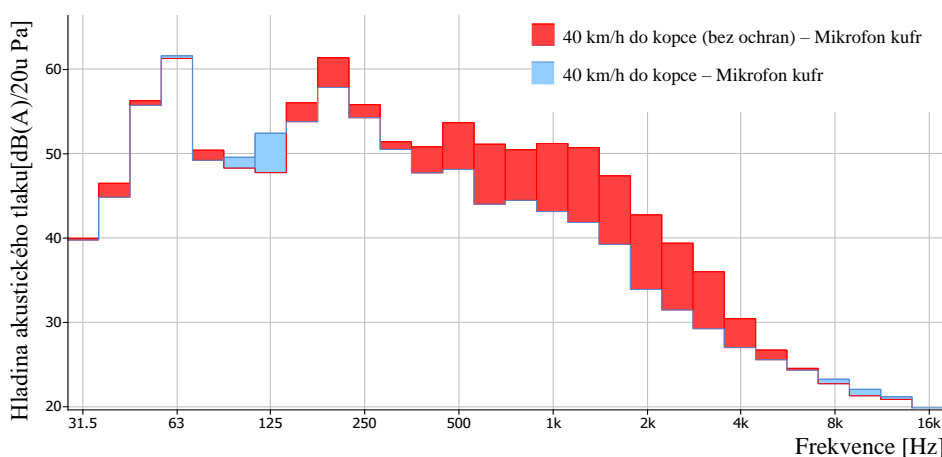


Obr. 62 Srovnání hladiny akustického tlaku v třetinooktávovém spektru pro jízdu do kopce 50 km/h s pro místo spolujezdce a místo v kufru

Pro bližší prozkoumání hluku v místě kufru a jeho vlivu na akustický komfort zbylých částí vozidla bylo následně provedeno odstranění kobercové ochrany rezervy a zavazadlového prostoru. Jednotlivá měření byla následně za stejných podmínek opakována. Z důvodu nedovřeného okna spolujezdce při rychlosti 30 km/h nebyla tato rychlost porovnáována a pro porovnání byly vybrány pouze varianty 40 km/h a 50 km/h směrem do kopce. Dle očekávání došlo po odstranění kobercové ochrany rezervy a zavazadlového prostoru k nejvyššímu nárůstu hladiny akustického tlaku právě v místě kufru.

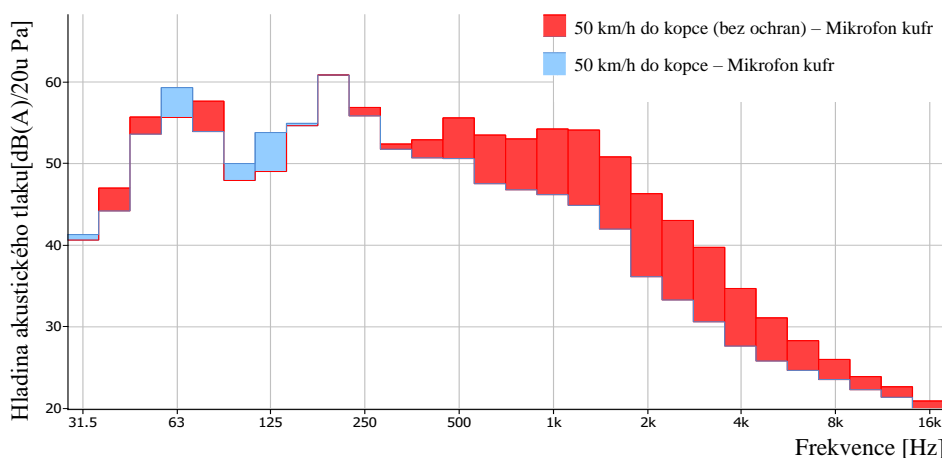
Pro lepší představu je pro srovnání rozdílů uveden obr. 63, srovnávající hladiny akustického tlaku v místě kufru pro rychlost 40 km/h do kopce, před odstraněním a následně po odstranění kobercových ochran. Z obrázku je patrné, že až na pár výjimek došlo ve všech pásmech k nárůstu hladin akustického tlaku. Mezi pásma s nejvyšším nárůstem akustického tlaku, kde se nárůst pohyboval okolo hodnoty 8,5 dB(A) patřila pásma od 1250 Hz až po 2 500 Hz. Jediným pásmem, kde po odstranění kobercové ochrany rezervy došlo ke snížení hladiny akustického tlaku, a to o hodnotu 4,7 dB(A), bylo pásmo 125 Hz. Pro ostatní pásma byl v případě poklesu hladiny akustického tlaku po odstranění kobercové ochrany rozdíl v řádu desetin decibelu, což je hodnota zanedbatelná. Obecně lze totiž konstatovat, že změna hladiny akustického tlaku o 3 dB je člověkem stěží postřehnutelná, změna hladiny o 5 dB jasně postřehnutelná a změna hladiny akustického tlaku o 10 dB se jeví jako dvakrát tak silná [8].

Je však potřeba mít na paměti, že ačkoliv v některých pásmech činil nárůst hladiny akustického tlaku až 10 dB(A), jak bude uvedeno dále, jednalo se především o pásma, kde byla hladina akustického tlaku v porovnání s maximální hladinou o několik jednotek dB(A) nižší. Jak již totiž bylo uvedeno v podkapitole 1.5.1, ze vztahu (20) vyplývá, že pokud takto výrazné zvýšení hladiny akustického tlaku nastane v pásmech, jejichž hladina je o několik dB(A) nižší než maximální hodnota, není celková hladina akustického tlaku výrazně ovlivněna. V tomto případě činila celková hladina akustického tlaku před odstraněním kobercových ochran 64,8 dB(A) a po jejím odstranění 67,4 dB(A). Celkový rozdíl tudíž činil 2,6 dB(A). Jak lze tedy vidět, ačkoliv byl v některých pásmech nárůst hladiny akustického tlaku přes 8 dB(A), tyto nárůsty neměly na výslednou hladinu akustického tlaku tak významný vliv.



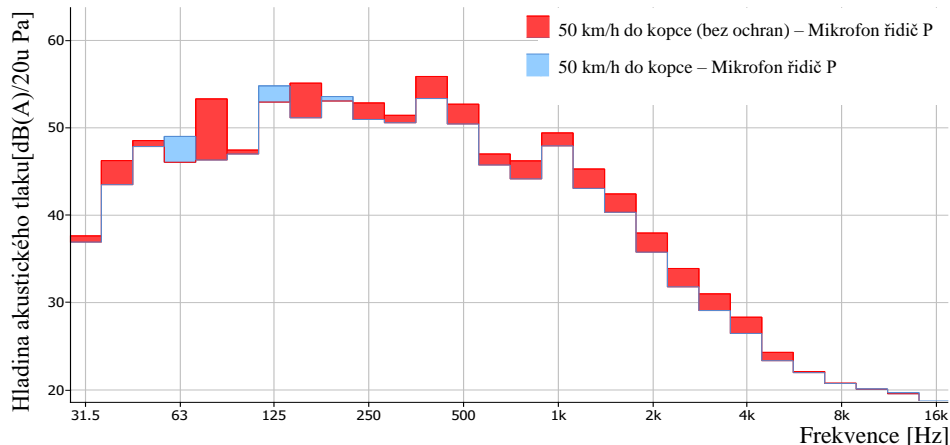
Obr. 63 Hladina akustického tlaku pro jízdu do kopce 40 km/h s kobercovou ochranou rezervy a bez v místě kufří

Podobná situace nastala i v případě rychlosti 50 km/h viz obr. 64. V tomto případě však hodnoty hladin akustického tlaku pro některá pásma (např. opět 1 250 Hz nebo 2 000 Hz) dosahovaly hodnot rozdílu zhruba 10 dB(A). V případě pásma 125 Hz došlo opět k poklesu hladiny akustického tlaku o hodnotu zhruba 4,7 dB(A). Obecně lze na základě obr. 63 a 64 konstatovat, že k nejvýraznějšímu nárůstu hladin akustického tlaku po odstranění kobercových ochrany došlo v pásmech od 500 Hz do 4 000 Hz. Celková hladina akustického tlaku pro místo v kufří po odstranění kobercových ochrany v tomto případě narostla z hodnoty 65,4 dB(A) na hodnotu 67,8 dB(A). Celkový nárůst hladiny akustického tlaku tedy činil 2,4 dB(A).



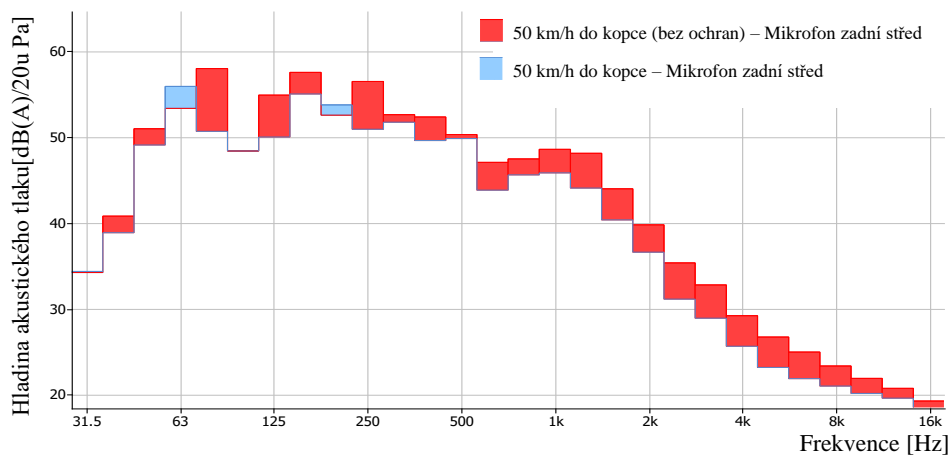
Obr. 64 Hladina akustického tlaku pro jízdu do kopce 50 km/h s kobercovou ochranou rezervy a bez v místě kufří

Co se týče vlivu odstranění ochrany rezervy a zavazadlového prostoru na zbytek interiéru vozidla je zřejmé, že došlo taktéž k nárůstu hladiny akustického tlaku. Pro srovnání byl opět vybrán úsek do kopce pro rychlost 50 km/h, přičemž byla porovnána data z mikrofonu v místě pravého ucha řidiče viz obr. 65. V tomto případě byl nejvýraznější nárůst hladiny akustického tlaku v pásmu 80 Hz, kde hodnota činila zhruba 7 dB(A) a v pásmu 160 Hz, kde byla hodnota zhruba 4 dB(A). V pásmech od 800 Hz do 4 000 Hz činil nárůst hladiny akustického tlaku zhruba 2 dB(A). V případě pásma 125 Hz došlo po odstranění kobercových ochrany k poklesu hladiny akustického tlaku, a to o hodnotu 2 dB(A). Celkový nárůst hladiny akustického tlaku po odstranění kobercových ochrany poté činil v místě pravého ucha řidiče zhruba 1,4 dB(A).



Obr. 65 Porovnání hladiny akustického tlaku pro jízdu do kopce 50 km/h s kobercovou ochranou a bez v místě pravého ucha řidiče

Poněkud hůře na tom však byla zadní řada sedadel, která je k místu kufru nejbližší. V případě pasažéra sedícího uprostřed zadní řady sedadel viz obr. 66 došlo obdobně jako v místě řidiče k nárůstu hladiny akustického tlaku téměř ve všech pásmech, avšak hodnoty nárůstu byly vyšší. Obdobně jako v případě místa pravého ucha řidiče došlo k nejvyššímu nárůstu hladiny akustického tlaku v pásmu 80 Hz, kde v tomto případě byla hodnota taktéž zhruba 7 dB(A). V pásmech od 800 Hz do 4 000 Hz však činil nárůst hladiny akustického tlaku v průměru 3–4 dB(A). K nárůstu hladiny akustického tlaku docházelo taktéž při vyšších frekvencích. Celkový nárůst hladiny akustického tlaku v místě pasažéra sedícího uprostřed poté činil asi 2,4 dB(A).

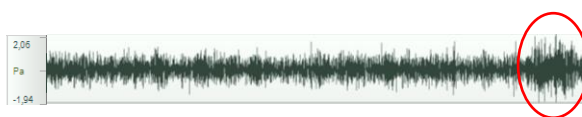


Obr. 66 Porovnání hladiny akustického tlaku pro jízdu do kopce 50 km/h s kobercovou ochranou a bez v místě pasažéra sedícího uprostřed zadní řady sedadel

Lze tedy konstatovat, že odstranění kobercové ochrany rezervy a zavazadlového prostoru má vliv na celkovou hladinu akustického tlaku nejen v místě kufru, ale i v ostatních částech vozidla. Ačkoliv se hodnoty pohybují pod 3 dB(A), lze například v případě zadní řady sedadel, kde v místě uprostřed činil po odstranění kobercových ochranných nárust hladiny akustického tlaku 2,4 dB(A), usuzovat, že člověk tento rozdíl zaznamená.

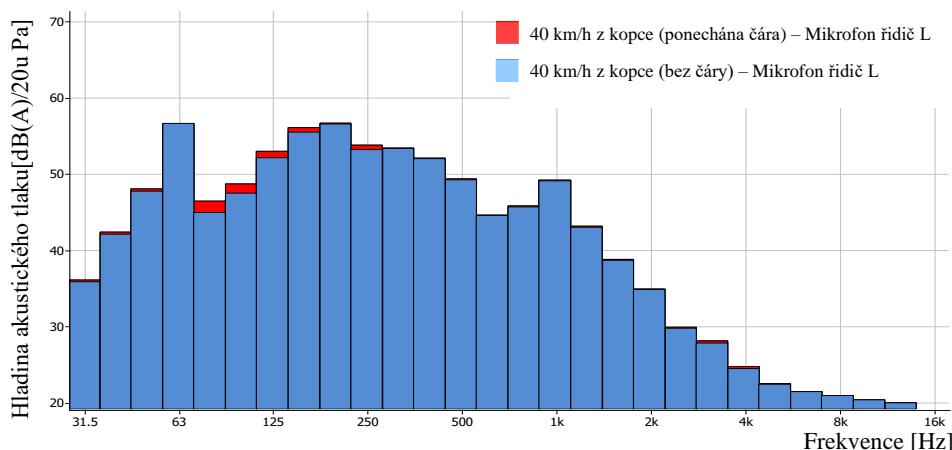
5.2.3 MOŽNÝ VÝSKYT NEPŘESNOSTÍ PŘI OPAKOVANÉM MĚŘENÍ

V rámci přípravného měření byl taktéž vyhodnocován vliv okamžiků jako přejetí kanálu nebo postranní čáry na celkové naměřené hodnoty. V prvním případě byl vyhodnocován vliv okamžiku, kdy došlo k přejetí postranní čáry z důvodu míjení protijedoucího vozidla. Tato situace nastala v případě jízdy 40 km/h z kopce. Tento okamžik je v časové doméně červeně zvýrazněn v následujícím obrázku:



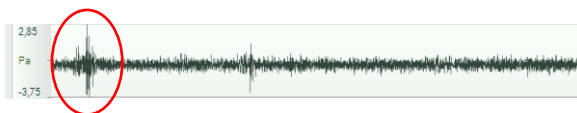
Obr. 67 Okamžik přejetí postranní čáry z důvodu protijedoucího vozidla v časové doméně

Srovnáním hodnot, kdy byl tento okamžik v nahrávce ponechán a následně odstraněn viz obr. 68, bylo zjištěno, že v případě ponechání tohoto úseku, došlo v místě řidiče v pásmu 80 Hz k nárůstu hladiny akustického tlaku zhruba o 1,5 dB(A). V ostatních místech vozidla byl nárůst hladiny akustického tlaku pro pásmo 80 Hz zhruba 1 dB(A). Ostatní pásma zůstala téměř beze změny, a to pro všechny pozice mikrofonu. Přejetí postranní čáry mělo na celkovou hladinu akustického tlaku v místě levého ucha řidiče poté vliv zhruba 0,3 dB(A).



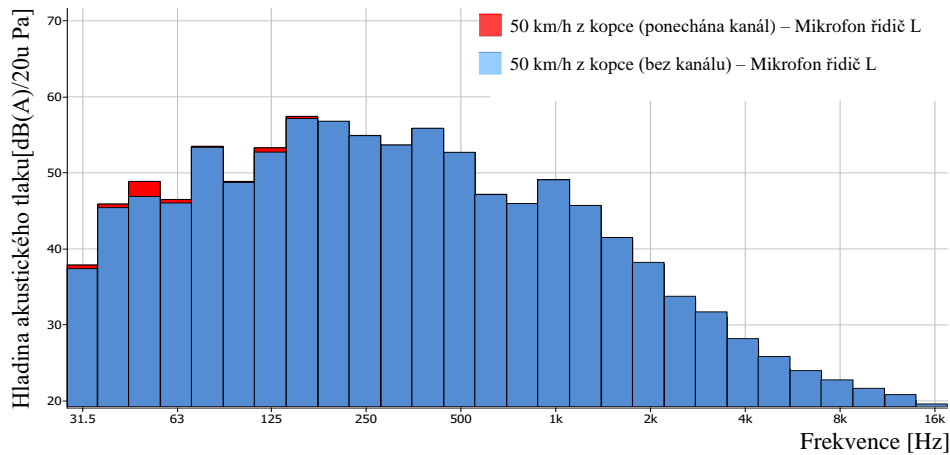
Obr. 68 Vliv okamžiku přejetí postranní čáry v třetinooktávovém spektru

V druhém případě byl zjišťován vliv přejetí kanálu, a to hlavně z důvodu jejich hojného výskytu na měřené trase, přičemž při některých záznamech došlo k jejich přejetí. Okamžik přejetí kanálu při 50 km/h v případě měření v úseku do kopce je červeně zvýrazněn v následujícím obrázku:



Obr. 69 Okamžik přejetí kanálu v časové doméně

Poté, co byl tento okamžik ze signálu odstraněn, bylo zjištěno, že jediný rozlišitelný rozdíl nastane v pásmu 50 Hz, kde nárůst hladiny akustického tlaku činil zhruba 2 dB(A) a to pro všechny pozice umístění mikrofonu. Vliv na celkovou hladinu akustického tlaku činil v tomto případě zhruba 0,1 dB(A) a to pro všechny umístění mikrofonu. Pro lepší představu je opět uveden obrázek třetinooktávového spektra pro levé ucho řidiče:



Obr. 70 Vliv okamžiku přejetí kanálu v třetinooktávovém spektru

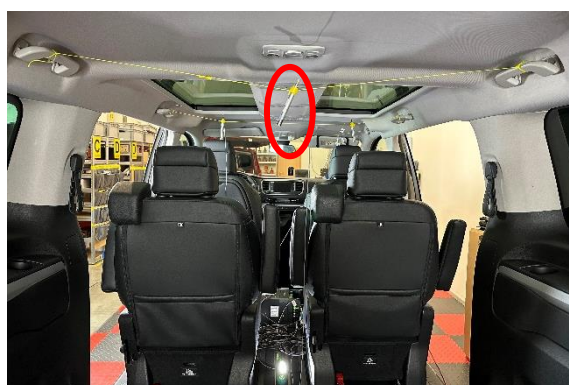
Lze tedy konstatovat, že ačkoliv je z celkového hlediska vliv těchto okamžiků poněkud zanedbatelný, je i přesto potřeba být v určitých případech při vyhodnocování a zpracování signálu s těmito okamžiky obeznámen.

6 MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU V INTERIÉRU OSOBNÍHO AUTOMOBILU PŘED A PO CELKOVÉM ODHLUČNĚNÍ

Pro měření akustického tlaku před a následně po celkovém odhlučnění vozidla byla domluvena spolupráce s pražskou firmou 2din, která se na problematiku dodatečného odhlučnění specializuje. Dle naplánovaných zakázek byl domluven termín, v němž bylo prováděno kompletní odhlučnění vozidla Toyota Proace Verso. Tento vůz byl osazen vznětovým motorem o objemu 1 997 cm³ a výkonu 130 kW spojeným s automatickou převodovkou.

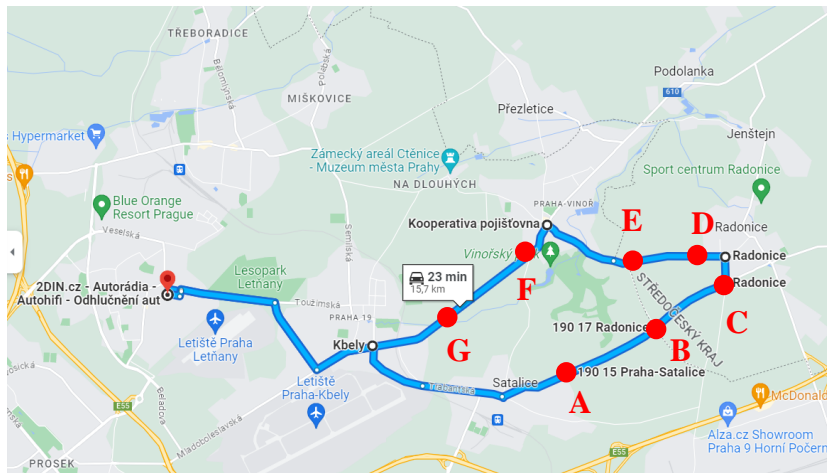
6.1 PŘÍPRAVA NA MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU V INTERIÉRU VOZIDLA

Ve vozidle bylo rozmístěno celkem šest předpolarizovaných mikrofonů Brüel & Kjær stejného typu jako v případě přípravného měření, tj. typ 4966 a 4189 určené pro měření ve volném poli. Dva mikrofony byly umístěny na náhlavní protihluková sluchátka, jež simulovala pozici uší řidiče. Další tři mikrofony byly umístěny na místa jednotlivých pasažérů, tj. jeden na místo spolujezdce, jeden na místo pasažéra za řidičem a jeden na místo pasažéra za spolujezdcem. Poslední z mikrofonů byl umístěn do zadní části vozidla, která může sloužit jako zavazadlový prostor nebo jako další řada sedadel. V tomto případě se jednalo o zavazadlový prostor. Rozmístění jednotlivých mikrofonů je zobrazeno v následujících obrázcích:



Obr. 71 Rozmístění jednotlivých mikrofonů v interiéru vozidla

Výběr jednotlivých měřících úseků proběhl s důrazem na blízkou vzdálenost k areálu firmy, jejich návaznost a taktéž jejich snadnou opakovatelnost. Původně vybraná trasa byla složena z celkem čtyř úseků (A–B, B–C, D–E, F–G), přičemž na každém byla definována specifická rychlost vozidla v závislosti na dopravních předpisech či stavu vozovky. Jednotlivé úseky vyznačené na celkové trase, včetně odjezdu a příjezdu z areálu společnosti 2din, jsou uvedeny v následujícím obrázku:



Obr. 72 Jednotlivé měřící úseky vyznačené na celkové trase (včetně příjezdu a odjezdu ze společnosti 2din)

V den měření, kdy proběhlo prozkoumání dané lokality, bylo přidáno několik úseků, kde bylo provedeno měření při rychlostech 90, 110 a 130+ km/h. Kromě úseku, kde byla rychlost 90 km/h, se tedy jednalo o úseky nacházející se na dálnici. Stejně jako při přípravném měření byly pořízeny videozáznamy jednotlivých měření za pomoci mobilního telefonu umístěného na čelní sklo. Od ČHMÚ byly taktéž získány údaje týkající se rychlosti větru ze stanice Praha – Kbely pro oba dny měření.

6.2 PRŮBĚH ODHLUČNĚNÍ VOZIDLA

Kromě kompletního odhlučnění vozidla bylo přáním zákazníka provést i výměnu audiosystému a instalaci monitorů pro pasažéry sedící vzadu. Společnost 2din využívá k dodatečnému odhlučnění vozidel především materiály od společností STP a CTK. Všechny tyto materiály disponují samolepicí vrstvou a jejich aplikace nevyžaduje kromě speciálního válečku (dodáván firmou) použití žádných dalších lepidel či speciálních nástrojů. Zákazník má proto také možnost zakoupit si odhlučňující materiály samostatně a provést odhlučnění svého vozu v domácích podmínkách.

Po kompletní demontáži jednotlivých komponent (sedadla, čalounění, přístrojová deska) bylo provedeno vyčištění a odmaštění vnitřního prostoru. Jako první vrstva materiálů byly následně aplikovány vibrace tlumící materiály, mezi které patřily STP Black Gold a Silver. Tyto materiály byly aplikovány téměř na všechny povrchy uvnitř vozidla (podlaha, stěny, vnitřní strana dveří, kapota). Jediným povrchem, na který nemohly být tyto ani žádné jiné materiály aplikovány, byla střecha, jelikož mělo vozidlo panoramatickou střechu. Aplikace těchto materiálů je zobrazena na obr. 73.



Obr. 73 Aplikace vibrace tlumicího materiálu na podlahu

Jako druhá vrstva byly v závislosti na místě aplikace použity zvuk pohlcující materiály, mezi které patří Neoprene 3, STP AreoFlex 6/10, CTK Multimatt PRO/EVO, STP Biplast 10 a Silent Coat SA7. Seznam jednotlivých použitých materiálů, včetně jejich parametrů, celkové hmotnosti a plochy je uveden v tab. 17. Tato tabulka vychází z celkové faktury za dodatečné odhlučnění, ve které byly vypsány použité materiály. V tabulce jsou zohledněny i různé odstřížky a zbytky materiálu. Aplikace zvuk pohltivých materiálů na různé části vozidla je uvedena v následujícím obrázku:



Obr. 74 Aplikace zvuk pohlcujících materiálů na různé části automobilu

Tab. 17 Seznam použitých materiálu pro dodatečné odhlučnění

Materiál	Typ	Rozměry [mm]	Plocha [m ²]	Hmotnost [kg]
STP Black Gold / Silver	Vibrace tlumící materiál	500x375x2,3 / 500x375x1,8 (+hliníková fólie 100 μ m)	13	45
Neoprene 3	Zvuk pohlcující porézní materiál	500x100x3	0,5	0,8
STP AreoFlex 6 / 10	Zvuk pohlcující porézní materiál	500x100x6 / 500x100x10	0,3	2,4
CTK Multimat PRO/EVO	Sendvičová struktura zvuk pohlcujícího a antivibračního materiálu	500x370x5,5 / 500x370x7,5	4,8	22
STP Biplast 10	Zvuk pohlcující porézní materiál	500x375x10	1,8	1,2
Silent Coat SA7	Zvuk pohlcující porézní materiál	600x500x7	3	1,68

Z tabulky vyplývá, že celková plocha použitých materiálů činila zhruba 23,4 m², přičemž celkově přidaná hmotnost činila zhruba 73 kg. Hmotnost odhlučňovaného vozidla dle údajů v technickém průkazu činila 2 710 kg. Dodatečným odhlučněním tedy vzrostla hmotnost vozidla zhruba o 2,7 %. Pokud by došlo i k odhlučnění střechy, lze předpokládat, že by celkový nárůst hmotnosti dosahoval přibližně 80 kg.

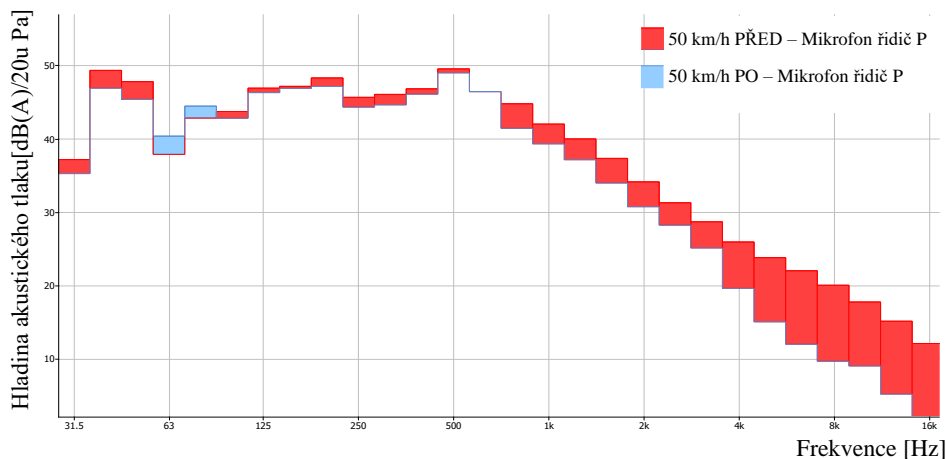
6.3 SROVNÁNÍ HODNOT AKUSTICKÉHO TLAKU PŘED A PO CELKOVÉM ODHLUČNĚNÍ VOZIDLA

Měření akustického tlaku před odhlučněním probíhalo dne 3. 3. 2024 v čase 12:00–13:00 a měření akustického tlaku po celkovém odhlučnění dne 7. 3. 2024 v čase 12:00–13:00. Pro tyto časy byly získány údaje o rychlosti větru a teplotě z nejbližší stanice Praha-Kbely od ČHMÚ. V oba měřicí dny byla v časech měření průměrná rychlost větru 3,7 m.s⁻¹. Co se týče teploty, tak dne 3. 3. činila průměrná teplota 10 °C a dne 7. 3. byla průměrná teplota 4,8 °C [109]. Jednotlivé záznamy akustického tlaku byly stejně jako v případě přípravného měření zpracovány v programu BK Connect. U každého ze záznamů byl kladen důraz na výběr takového časového okamžiku, ve kterém byl již ustálen chod motoru a nedocházelo případně k přejetí různých nerovností. Pro porovnatelnost jednotlivých úseků bylo vybráno místo pravého ucha řidiče a místo pasažéra sedícího za řidičem. Srovnání všech pozic mikrofónů pro jednotlivé úseky je následně uvedeno v podkapitole 6.4. Pro interpretaci hodnot bylo zvoleno třetinooktávové spektrum, přičemž červené sloupce znázorňují hodnoty hladin akustického tlaku před odhlučněním a modré sloupce hodnoty hladin akustického tlaku po odhlučnění

6.3.1 SROVNÁNÍ ÚSEKU 40 KM/H A 50 KM/H

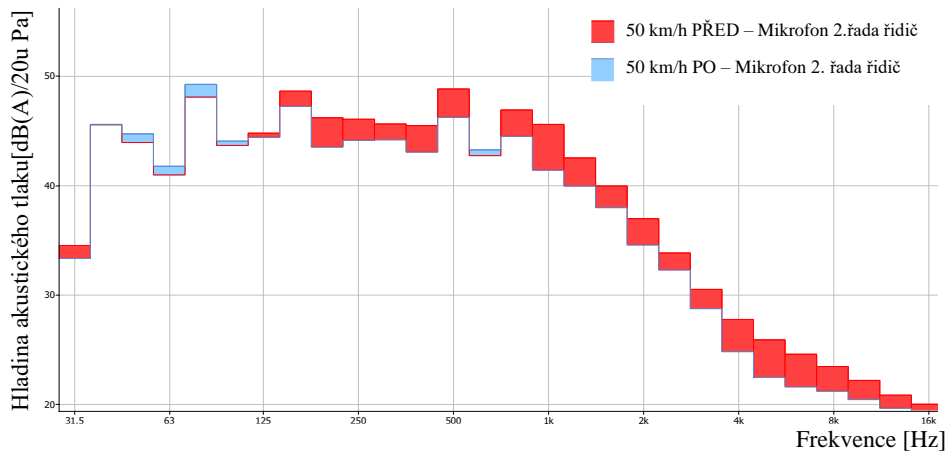
Prvním vyhodnocovaným úsekem, nacházejícím se mezi body A-B vedla pouze jednosměrná silnice, čímž došlo k eliminování problému s protijedoucími auty. Povrch vozovky byl velmi kvalitní. Tento úsek vedl neobydlenou oblastí mezi poli. Úsek byl následně rozdělen na dvě části, přičemž v první části byla udržována rychlost 50 km/h a v druhé části rychlost 40 km/h.

Při vyhodnocování však díky videozáznamu bylo zjištěno, že v druhé části úseku, tj. rychlost 40 km/h, se na vozovce nacházely hroudy hlíny (výjezd z pole), a tudíž nebylo možné tento úsek relevantně porovnávat. Při srovnání rychlosti 50 km/h, při níž byly udržovány otáčky motoru okolo 1250 min^{-1} , bylo zjištěno, že v případě pozice řidiče a spolujezdce bylo po odhlučnění znatelné snížení hladiny akustického tlaku zhruba od frekvence 800 Hz. S postupně se zvyšující frekvencí docházelo k výraznějšímu klesání hladiny akustického tlaku. V pásmu 800 Hz, byl po odhlučnění pokles hladiny akustického tlaku zhruba 3 dB(A), přičemž tento trend se udržoval až po pásmo 3 150 Hz. V pásmu 4 000 Hz činil po odhlučnění pokles hladiny akustického tlaku již zhruba 6 dB(A), přičemž v pásmu 6 300 Hz dosahoval hodnot okolo 10 dB(A). Tento trend se udržoval až do pásma 16 000 Hz. Jediným pásmem, kde bylo po odhlučnění zaznamenáno zvýšení hladiny akustického tlaku bylo pásmo 63 Hz. Jednalo se však o nárůst pouze zhruba 2,5 dB(A). Celkový pokles hladiny akustického tlaku pro místo pravého ucha řidiče činil 1 dB(A). Srovnání hladiny akustického tlaku v třetinooktávovém spektru pro pozici pravého ucha řidiče je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 75 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 50 km/h

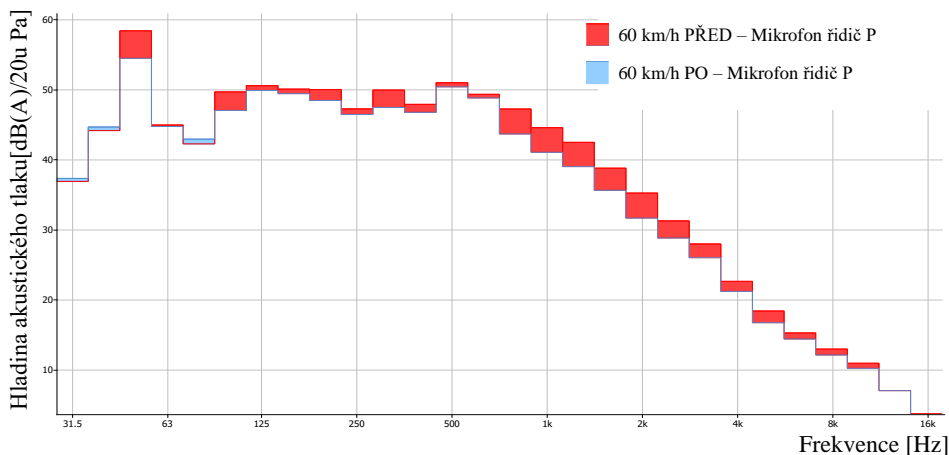
Co se týče zadní části vozidla, tj. pozice zadního sedadla za řidičem, zde byl trend ve srovnání s přední částí vozidla obdobný. Ve všech pásmech od 800 Hz až po 16 000 Hz došlo ke snížení hladiny akustického tlaku, nicméně při vyšších frekvencích nebyl tento pokles tak výrazný jako v případě přední části vozidla. Mezi pásmo, s nejvyšším poklesem hladiny akustického tlaku se řadilo pásmo 1 000 Hz, kde pokles činila zhruba 4 dB(A). Mezi pásma, kde došlo ke snížení hladiny akustického tlaku se však v tomto případě řadila i pásma od 160 Hz po 500 Hz, kde se průměrný pokles pohyboval mezi 1,5 až 2,5 dB(A). Od pásma 40 Hz až po pásmo 100 Hz bylo možné sledovat velmi nízké hodnoty zvýšení hodnot hladin akustického tlaku, jež činily zhruba 0,5 až 1 dB(A). Celkový pokles hladiny akustického tlaku pro místo zadního sedadla za řidičem poté činil opět 1 dB(A). Pro lepší představu je uveden obr. 76.



Obr. 76 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 50 km/h

6.3.2 SROVNÁNÍ ÚSEKU 60 KM/H A 70 KM/H

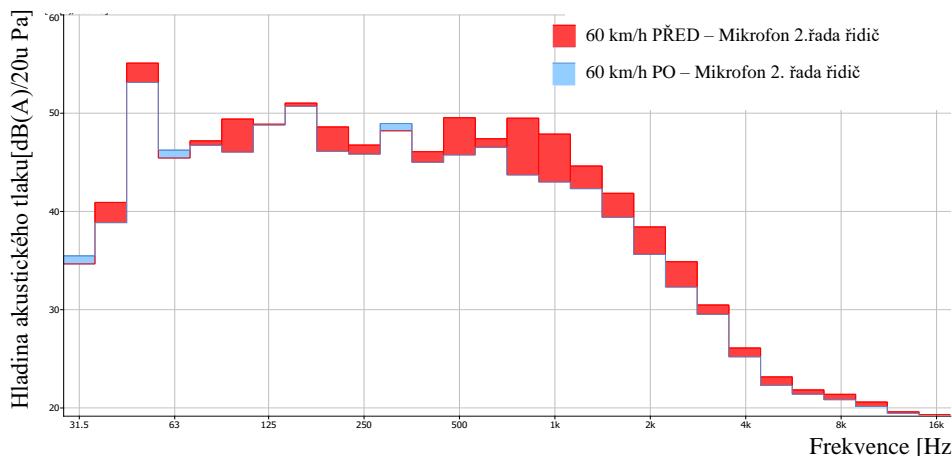
Dalším z vyhodnocovaných úseků byl úsek nacházející se mezi body D-E, pro nějž byla zvolena rychlost 60 km/h. Jednalo se o úsek s velmi kvalitní komunikací, přičemž ze záznamu byla vybrána část, kdy docházelo k mírnému klesání z kopce a nedocházelo k míjení protijedoucích vozidel. Otáčky motoru byly v tomto případě okolo $1\,500\text{ min}^{-1}$. Při srovnání přední části vozidla, kde byla opět vybrána pozice pravého ucha řidiče, bylo zjištěno, že téměř ve všech pásmech došlo ke snížení hladiny akustického tlaku. Mezi pásma s nevyraznějším poklesem hladiny akustického tlaku se řadila pásma 50 Hz, kde pokles činil zhruba 4 dB(A) a následně pásma od 800 do 2 000 Hz, kde se pokles pohyboval v rozmezí 3–4 dB(A). V ostatních pásmech byl pokles v rozmezí 0,5 až 2,5 dB(A), vyjma pásem 31,5, 40, 63, 80 a 12 500 Hz, kde nedošlo k téměř žádné změně. Celkový pokles hladiny akustického tlaku pro pravé místo ucha řidiče činil 2,1 dB(A). Srovnání je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 77 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 60 km/h

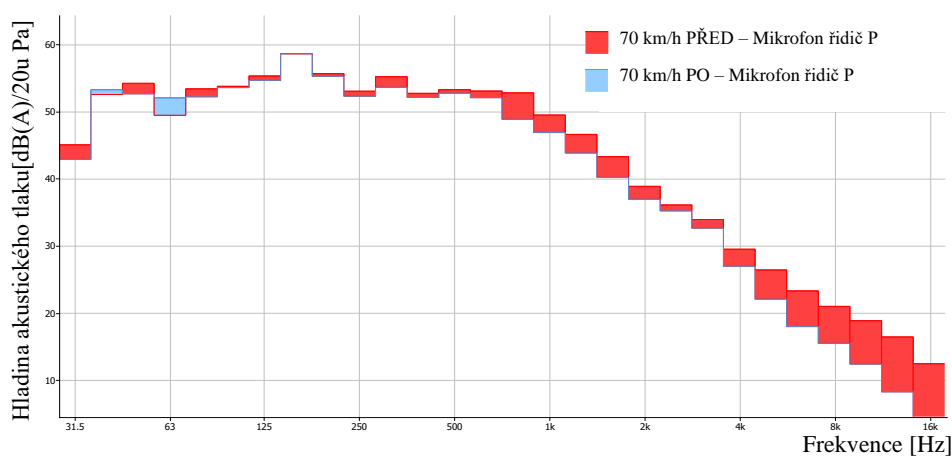
Pro srovnání zadní části vozidla byla jako v předchozím případě vybrána pozice sedadla nacházejícího se za řidičem. V tomto případě bylo možné sledovat největší pokles hladiny akustického tlaku v pásmech se střední hodnotou 800 Hz - 6 dB(A) a 1 000 Hz - 5 dB(A).

Mezi pásma, kde byl zaznamenán pokles hladiny akustického tlaku zhruba o 3 dB(A), se následně řadila pásma 100, 500 a 2000 Hz. Celkový pokles hladiny akustického tlaku činil 1,8 dB(A). Srovnání hladin akustického tlaku pro místo nacházející se za řidičem je uvedeno v následujícím obrázku:



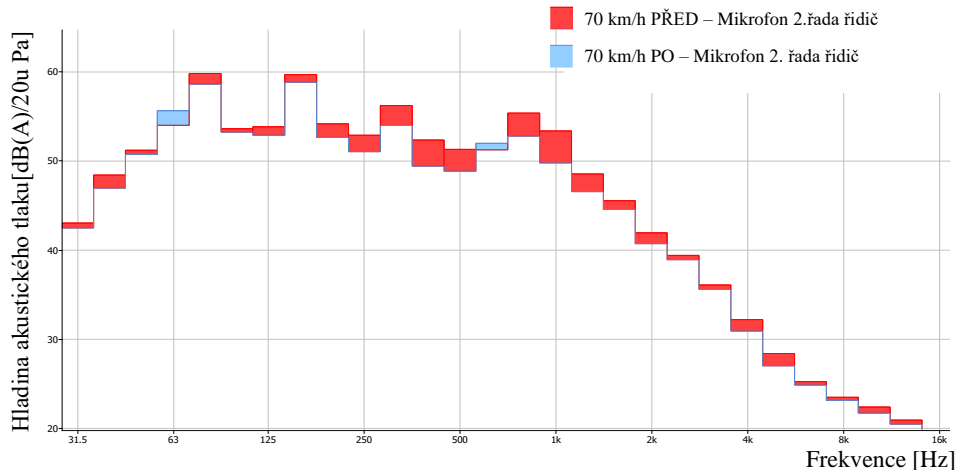
Obr. 78 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 60 km/h

Co se týče porovnávání rychlosti 70 km/h jednalo se o úsek mezi body B-C a úsek mezi body F-G. V úseku mezi body B-C byla v porovnání s předchozími úseky komunikace v o poznání horším stavu. Otáčky motoru byly v tomto úseku kolem $1\,300\text{ min}^{-1}$. V případě přední části vozidla, kde bylo srovnáno místo pravého ucha řidiče, bylo zjištěno, že se zde vyskytuje podobný trend jako v případě rychlosti 50 km/h. Od pásma 800 Hz až po pásmo 16 000 Hz šlo totiž pozorovat ve všech pásmech pokles hladiny akustického tlaku. Pro pásma 800 až 1 600 Hz se přitom pokles pohyboval zhruba mezi hodnotami 3–4 dB(A). Od pásma 2 000 Hz po pásmo 4 000 Hz se pokles pohyboval mezi 1–2 dB(A). Od pásma 5 000 Hz, kde pokles činil zhruba 4 dB(A), však postupně docházelo k výraznému nárůstu poklesu hladiny akustického tlaku až po pásmo 16 000 Hz, kde pokles činil téměř 8 dB(A). Pro nižší frekvence zůstávaly hodnoty stejné anebo došlo pouze k jejich mírné změně. Podobně jako v případě rychlosti 50 km/h byl zaznamenán nárůst hladiny akustického tlaku pouze v pásmu 63 Hz, a to o stejnou hodnotu 2,5 dB(A). Celková hladina akustického tlaku však pro místo pravého ucha řidiče poklesla pouze zhruba o 0,4 dB(A). Pro lepší představu je uveden následující obrázek:



Obr. 79 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 70 km/h

Při srovnání zadní části vozidla bylo opět porovnáváno místo za řidičem. V tomto případě podobně jako při rychlosti 60 km/h nedocházelo při vyšších frekvencích k výraznějšímu poklesu hladiny akustického tlaku. Mezi pásma, kde byl poté zaznamenán rozdíl alespoň 3 dB(A) se řadily pásma 400 a 1 000 Hz. Podobně jako téměř ve všech předchozích případech byl zaznamenán nárůst hladiny akustického tlaku v pásmu 63 Hz, a to o hodnotu 2,3 dB(A). Celkový pokles hladiny akustického tlaku činil v tomto případě zhruba 1,2 dB(A). Srovnání je uvedeno v následujícím obrázku:



Obr. 80 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 70 km/h

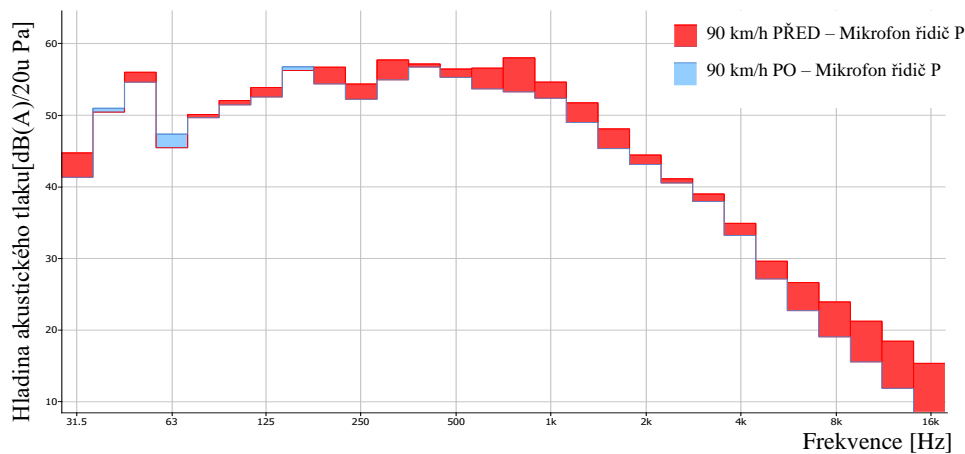
Jak již bylo zmíněno, kromě úseku mezi body B–C, byla rychlost 70 km/h měřena i v úseku F–G. Rozdíl tohoto úseku v porovnání s úsekem mezi body B–C spočíval v lepším stavu komunikace. Ačkoliv se jednalo o jiný úsek a jinou kvalitu povrchu, bylo zjištěno, že snížení hodnot hladin akustického tlaku velmi silně koreluje s hodnotami z úseku mezi body B–C, a to jak v zadní, tak přední části vozidla. Jediný rozdíl spočíval ve velikosti výchozích hladin akustického tlaku. Jak by se dalo očekávat, v úseku, kde byl horší stav komunikace, tj. úsek mezi body B–C, byly naměřené hodnoty hladin akustického tlaku kvůli zhoršené kvalitě komunikace vyšší. Pro nižší frekvence bylo opět možné pozorovat, že před a po odhlučnění nedošlo k výrazným změnám. Původní hodnoty hladin akustického tlaku byly pro úsek s horší kvalitou povrchu však zhruba o 3–4 dB(A) vyšší. V pásmech od 5 000 Hz až po pásmo 16 000 Hz docházelo opět k postupnému zvyšování snížení hladin akustického tlaku, přičemž v pásmu 16 000 Hz činil rozdíl opět zhruba 8 dB(A). Původní hodnoty hladin akustického tlaku pro horší kvalitu povrchu vozovky však byly pro tyto pásma zhruba o 2–3 dB(A) vyšší. Celkový pokles hladiny akustického tlaku pro místo pravého ucha řidiče nabýval jako v případě úseku B–C velmi nízké hodnoty, a to konkrétně 0,2 dB(A). V případě zadního místa za řidičem byla hodnota opět stejná jako v případě úseku B–C a tj. 1,2 dB(A). Vzhledem k tomu, že byl pro oba úseky celkový vliv dodatečného odhlučnění porovnatelný, nebylo již nutné hodnoty interpretovat v obrázku.

6.3.3 SROVNÁNÍ ÚSEKU 90 KM/H

Od tohoto úseku počínaje, se jednalo o úseky, které byly vybrány dodatečně v den měření. V případě rychlosti 90 km/h se jednalo o úsek s kvalitní komunikací, který se nacházel mezi poli. Měření bylo provedeno v obou směrech, přičemž otáčky motoru se pohybovaly okolo hodnoty 1 300 min⁻¹.

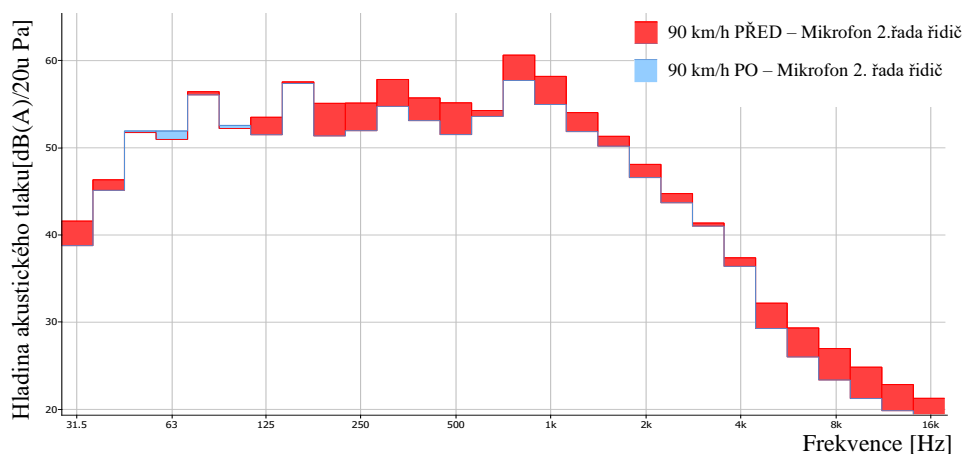
Oba úseky jako v případě měření 70 km/h velmi korelovaly, a proto byl vyhodnocován pouze jeden směr úseku. Při porovnání bylo zjištěno, že úsek 90 km/h pro místo pravého ucha řidiče velmi silně koreluje s úsekem 70 km/h. Od pásma 800 Hz až po pásmo 1 600 Hz šlo tedy pozorovat pokles hladiny akustického tlaku, který se pohyboval mezi 3–4 dB(A). Od pásma 2 000 Hz po pásmo 4 000 Hz se pokles opět pohyboval jako v případě rychlosti 70 km/h zhruba mezi 1–2 dB(A). Od pásma 5 000 Hz, poté docházelo opět k nárůstu poklesu hladiny akustického tlaku až po pásmo 16 000 Hz, kde pokles činil 7 dB(A).

Opět jako v předchozích případech však došlo k mírnému nárůstu hladiny akustického tlaku pro pásmo 60 Hz, a to konkrétně o hodnotu 2 dB(A). Celkové snížení hladiny akustického tlaku poté činilo 1,7 dB(A). V následujícím obrázku je uvedeno porovnání hladin akustického tlaku pro místo pravého ucha řidiče. Pokud bychom porovnali tento obrázek s obr. 79 tj. 70 km/h, lze vidět, že průběh je velmi podobný. Je však potřeba mít na paměti, že se jednalo o rychlost 90 km/h a původní hodnoty akustického tlaku byly v porovnání s rychlostí 70 km/h vyšší.



Obr. 81 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 90 km/h

Co se týče zadní části vozidla, a to opět místa za řidičem, zde došlo k celkovému poklesu hladiny akustického tlaku o 2 dB(A). Celkový průběh je zobrazen v následujícím obrázku:



Obr. 82 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 90 km/h

6.3.4 SROVNÁNÍ ÚSEKU 110 KM/H

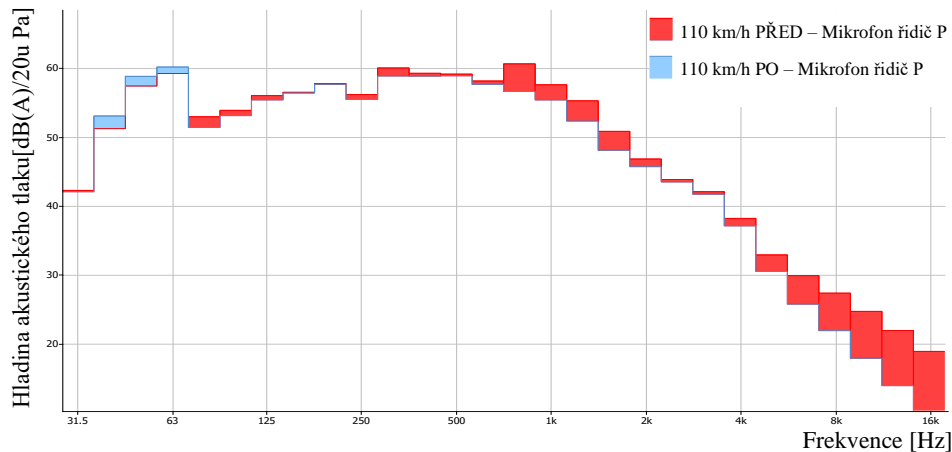
Tímto úsekem počínaje se jednalo o úseky nacházející se na dálnici. V případě tohoto úseku byla měření provedena při rychlostech 110 km/h, přičemž motor měl otáčky $1\,600\text{ min}^{-1}$. Po celou dobu byla udržována jízda v pravém jízdním pruhu. Problém tohoto úseku, jakožto i dalších úseků nacházejících se na dálnici, však spočíval v problematice předjíždějících vozidel. Při přípravném měření, kde byl zkoumán vliv protijedoucího vozidla při 40 km/h, bylo zjištěno, že protijedoucí vozidlo nemá na výsledné hodnoty hladiny akustického tlaku významný vliv. Jelikož se však v tomto případě jednalo o mnohem vyšší rychlosti a docházelo k situacím, kdy bylo nějaké vozidlo předjížděno nebo naopak předjíždělo naše testované vozidlo, bylo potřeba tyto situace blíže analyzovat.

Případ, kdy nastala situace, že naše testované vozidlo bylo předjížděno jiným vozidlem, nastal v úseku 110 km/h, a to jak před odhlučněním, tak následně po odhlučnění vozidla. Pro porovnání byl v nahrávce nejdříve okamžik předjíždějícího vozidla ponechán, přičemž byl následně odstraněn. Porovnáním jednotlivých úseků bylo zjištěno, že ponechání okamžiku s předjíždějícím vozidlem ovlivní určitým způsobem vysokofrekvenční pásma. V celkovém důsledku však stejně jako v případě přípravného měření akustického tlaku nedošlo téměř k žádnému ovlivnění celkových hladin akustického tlaku pro jednotlivá místa ve vozidle.

Pro další porovnání byly dále vybrány dva úseky 130 km/h po odhlučnění. V případě prvního úseku 130 km/h nastala situace, že námi testované vozidlo v nahrávce předjelo dvě nákladní vozidla. V druhém úseku, kde byla taktéž udržována rychlost 130 km/h, nastala situace, že námi testované vozidlo předjelo celkem tři nákladní vozidla. Pro porovnání byl v nahrávkách opět prvně ponechán úsek, kdy docházelo k předjíždění vozidel, přičemž byl následně tento úsek odstraněn. Porovnáním jednotlivých hodnot bylo stejně jako v předchozích případech zjištěno, že ačkoliv došlo k určitému ovlivnění vysokofrekvenčních pásem, nemělo předjíždění vozidel na celkové hladiny akustického tlaku téměř žádný vliv.

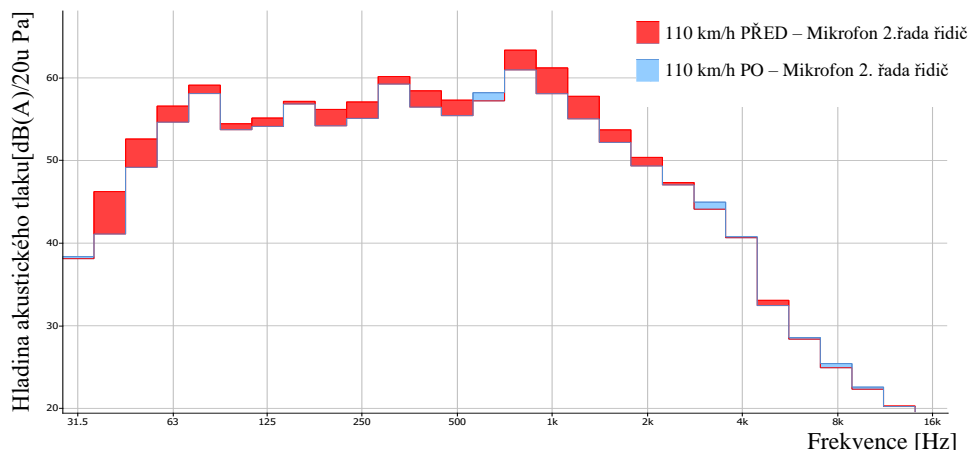
Ačkoliv bylo zjištěno, že ponechání nebo odebrání úseků předjíždějících vozidel nemá na celkové hodnoty hladin akustického tlaku významný vliv, byly při porovnání rychlosti 110 km/h i přesto vybrány takové úseky, kde byl zajištěn stejný stav jak před odhlučněním, tak i po odhlučnění. V tomto případě byly tedy porovnány takové okamžiky, kdy nedocházelo k předjíždění vozidel.

Po srovnání stavu před a po odhlučnění však bylo zjištěno, že celková hladina akustického tlaku po odhlučnění pro místo pravého ucha řidiče byla snížena pouze o hodnotu 0,7 dB(A). Ačkoliv bylo možné pozorovat jako v případě rychlosti 70 a 90 km/h podobný trend, tj. snížení hladiny akustického tlaku pro pásma od 800 Hz po 1 600 Hz o hodnoty 2–4 dB(A) a pro pásma od 5 000 Hz po 16 000 Hz o hodnoty od 2 po 8 dB(A), na výsledné hodnoty akustického tlaku to nemělo výrazný vliv. Porovnání stavu před a po odhlučnění pro pravé ucho řidiče je uvedeno na obr. 83.



Obr. 83 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 110 km/h

V případě místa za řidičem byla celková hladina akustického tlaku snížena zhruba o hodnotu 1,6 dB(A). I v tomto případě bylo možné najít určitou korelaci například s úsekem 70 km/h. Pro pásma vyšších frekvencí tedy nedošlo po odhlučnění k výraznému rozdílu. Mezi pásma, kde poté došlo po odhlučnění k poklesu hladiny alespoň o 3 dB(A), se řadila ta s hodnotami 40, 50 a 1 000 Hz. Jednotlivé hladiny akustického tlaku v třetinooktávovém pásmu jsou uvedeny v následujícím obrázku:

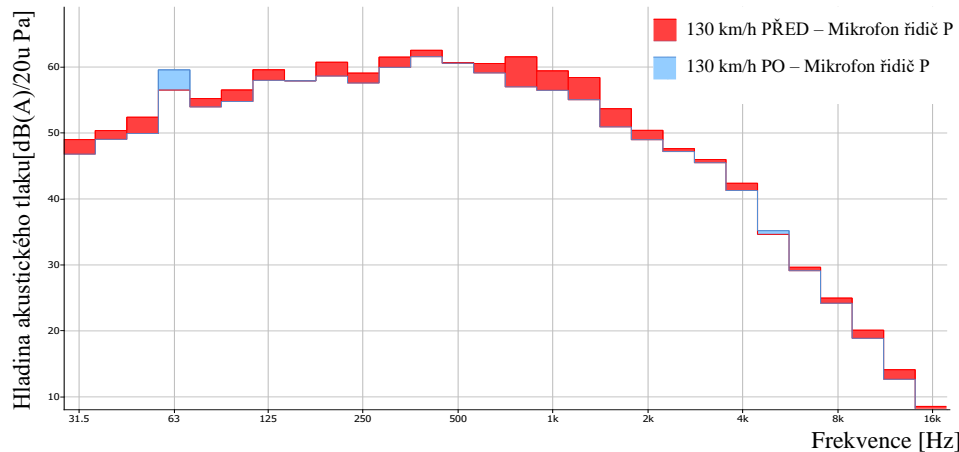


Obr. 84 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 110 km/h

6.3.5 SROVNÁNÍ ÚSEKU 130 A 130+ KM/H

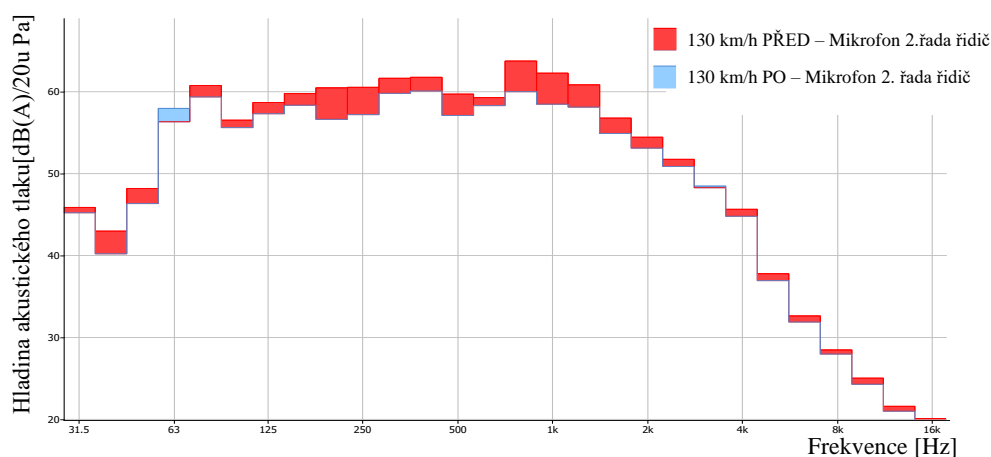
Posledními vyhodnocovanými úseky byly úseky, pro něž byla udržována rychlost 130 a 130+ km/h. Z jednotlivých nahrávek byly vybrány takové úseky, v nichž nedocházelo k míjení jiných vozidel. Úsek 130 km/h byl celkem zaznamenáván ve dvou různých místech. Jeden z úseků musel být však vyřazen, a to z důvodu odlišných okrajových podmínek. Při nahrávkách se totiž vozidlo pohybovalo v jiném jízdním pruhu, a taktéž nebylo možné vybrat takové úseky, kdy by nedocházelo k míjení vozidel. Při druhém měření rychlosti 130 km/h, při niž byly udržovány otáčky motoru $2\,000\text{ min}^{-1}$, se však v nahrávce srovnatelný úsek najít podařilo.

V případě pravého ucha řidiče došlo po odhlučnění k celkovému poklesu hladiny akustického tlaku o zhruba 1,4 dB(A). Jediným místem, kde došlo po odhlučnění k nárůstu hladiny akustického tlaku, bylo pásmo 63 Hz. Mezi pásma, kde došlo po odhlučnění k poklesu hladiny akustického tlaku alespoň o 3 dB(A), se potom řadila pásma s hodnotami od 800 Hz po 1 600 Hz. Srovnání jednotlivých hladin akustického tlaku je uvedeno v následujícím obrázku:



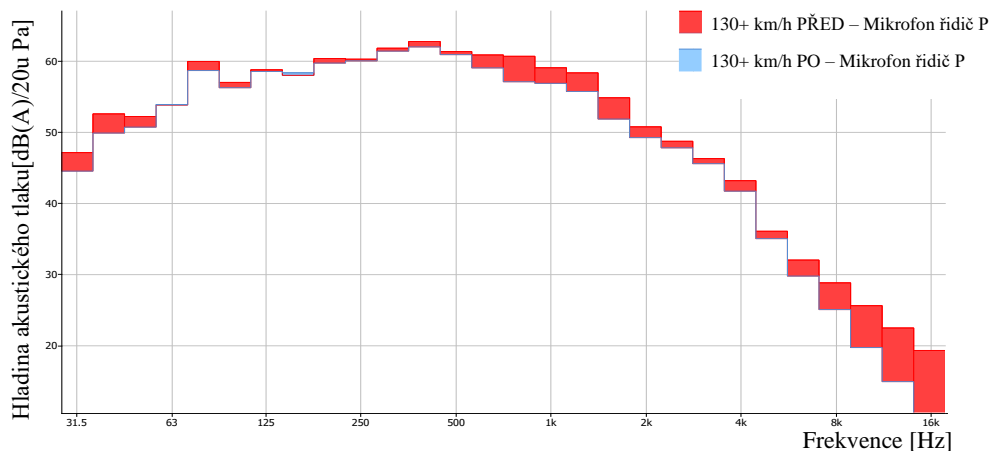
Obr. 85 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 130 km/h

Co se týče zadního místa za řidičem, zde bylo možné nalézt poněkud obdobný trend jako v místě pravého ucha řidiče. Mezi jediné pásmo, kde po odhlučnění došlo opět k nárůstu hladiny akustického tlaku se řadilo pásmo 63 Hz. Mezi pásma, kde po odhlučnění došlo k poklesu hladiny akustického tlaku alespoň o 3 dB(A), se řadila pásma 40, 200, 250, 500, 800 a 1 000 Hz. Celková hladina akustického tlaku po odhlučnění poté klesla celkově o 2,2 dB(A). Srovnání jednotlivých hladin akustického tlaku je uvedeno v následujícím obrázku:



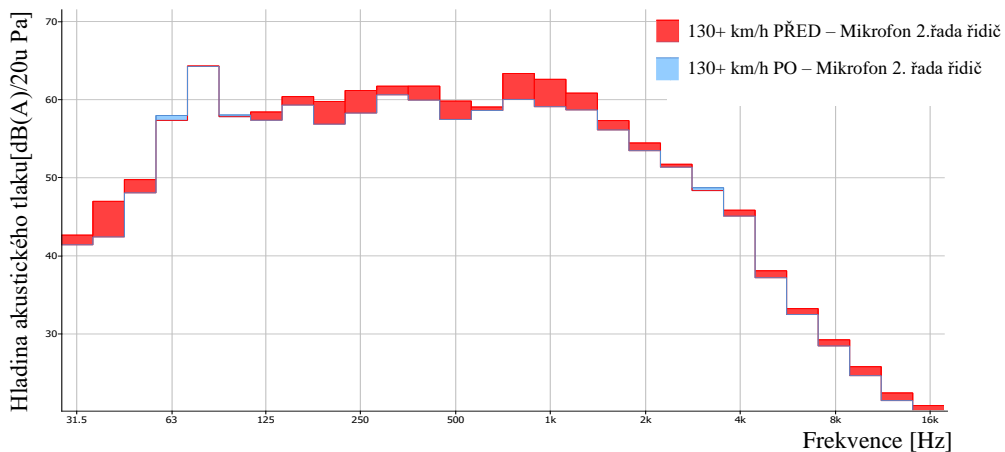
Obr. 86 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 130 km/h

Posledním vyhodnocovaným byl úsek s rychlostí 130+ km/h. Stejně jako v případě 130 km/h byla rychlost 130+ km/h měřena celkem ve dvou úsecích, avšak při zpracování jednotlivých úseků bylo zjištěno, že pro relevantní srovnání lze vyhodnocovat pouze jeden z úseků. Při rychlosti 130+ km/h měl motor otáčky $2\ 100\ \text{min}^{-1}$. V případě porovnání pravého ucha řidiče byla po odhlučnění celková hladina akustického tlaku snížena z hodnoty 71,7 dB(A) na hodnotu 70,7 dB(A), a pokles tudíž činil zhruba 1 dB(A). Jako v mnoha předchozích případech (tj. 50 km/h, 70 km/h, 90 km/h, 110 km/h), kdy byly porovnávány hodnoty hladin akustického tlaku pro místo pravého ucha řidiče, bylo možné pozorovat že po odhlučnění došlo ke snížení hladiny akustického tlaku ve vysokofrekvenčních pásmech. Kromě vysokofrekvenčních pásem došlo k poklesu hladiny akustického tlaku minimálně o 3 dB(A) v pásmech 800 a 1 600 Hz. Hladiny akustického tlaku v třetinooktávovém spektru pro rychlost 130+ km/h jsou uvedeny v následujícím obrázku:



Obr. 87 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě pravého ucha řidiče pro rychlost 130+ km/h

V případě pasažéra sedícího za řidičem, byla celková hladina akustického tlaku snížena zhruba o hodnotu 1,5 dB(A). I zde, jako i v několika předchozích případech (tj. 60 km/h, 70 km/h, 110 km/h a 130 km/h), nedošlo k významnému ovlivnění vysokofrekvenčních pásem. Mezi pásma, kde byla snížena hladina akustického tlaku alespoň o 3 dB(A), se řadila pásma 40, 200, 250, 800 a 1 000 Hz. Jednotlivé hladiny akustického tlaku v třetinooktávovém spektru jsou uvedeny v následujícím obrázku:



Obr. 88 Srovnání hladiny akustického tlaku před odhlučněním a po odhlučnění v místě zadního sedadla za řidičem pro rychlost 130+ km/h

6.4 VYHODNOCENÍ CELKOVÉHO PŘÍNOSU DODATEČNÉHO ODHLUČNĚNÍ VOZIDLA

Ve všech předchozích případech byly porovnávány pouze místa pravého ucha řidiče a pasažéra sedícího za ním. Jak již bylo uvedeno, tento přístup byl zvolen pro relevantní srovnání jednotlivých měřicích úseků. Nutností však bylo vyhodnotit i zbylé pozice v automobilu. Z tohoto důvodu je uvedena následující tabulka, porovnávající jednotlivé měřicí pozice mikrofonu pro všechny rychlostní úseky.

Tab. 18 Celkové hladiny akustického tlaku jednotlivých pozic ve vozidle pro všechny měřicí úseky

Úsek 50 km/h A-B				Úsek 60 km/h D-E				Úsek 70 km/h B-C			
Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]	Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]	Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]
Řidič L	60,0	59,0	1,0	Řidič L	63,8	62,2	1,5	Řidič L	68,4	67,8	0,6
Řidič P	58,4	57,3	1,1	Řidič P	62,3	60,2	2,1	Řidič P	66,0	65,3	0,6
Spolujezdec	58,8	57,6	1,2	Spolujezdec	62,5	61,1	1,4	Spolujezdec	67,7	66,7	1,0
Řidič řada 2	58,0	56,9	1,1	Řidič řada 2	61,1	59,3	1,8	Řidič řada 2	66,8	65,7	1,2
Spolujezdec řada 2	57,7	56,8	0,9	Spolujezdec řada 2	61,4	59,5	1,9	Spolujezdec řada 2	67,7	66,7	1,0
Kufr	59,3	58,0	1,3	Kufr	63,2	60,9	2,3	Kufr	68,1	66,4	1,7

Úsek 70 km/h F-G				Úsek 90 km/h (1)				Úsek 110 km/h			
Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]	Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]	Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]
Řidič L	67,4	67,3	0,1	Řidič L	68,4	67,8	0,6	Řidič L	70,5	70,1	0,4
Řidič P	65,2	65,0	0,2	Řidič P	67,3	65,6	1,7	Řidič P	69,8	69,1	0,7
Spolujezdec	66,4	65,9	0,5	Spolujezdec	67,7	67,1	0,6	Spolujezdec	70,1	69,6	0,5
Řidič řada 2	66,1	64,9	1,2	Řidič řada 2	67,9	66,0	1,9	Řidič řada 2	70,3	68,7	1,6
Spolujezdec řada 2	65,6	64,9	0,7	Spolujezdec řada 2	67,8	66,0	1,8	Spolujezdec řada 2	70,2	68,9	1,3
Kufr	67,1	65,3	1,8	Kufr	69,3	66,5	2,8	Kufr	71,5	69,9	1,6

Úsek 130 km/h (1)				Úsek 130+ km/h (1)			
Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]	Umístění mikrofonu	Před [dB(A)]	Po [dB(A)]	Celkově [dB(A)]
Řidič L	72,3	71,3	0,9	Řidič L	72,5	72,2	0,3
Řidič P	71,4	70,1	1,3	Řidič P	71,7	70,7	1,0
Spolujezdec	71,4	70,2	1,2	Spolujezdec	71,6	70,8	0,8
Řidič řada 2	72,3	70,1	2,2	Řidič řada 2	72,8	71,3	1,5
Spolujezdec řada 2	72,3	70,7	1,6	Spolujezdec řada 2	72,9	71,8	1,1
Kufr	73,4	71,0	2,5	Kufr	73,9	71,6	2,2

Ačkoliv bylo v podkapitole 6.3 v mnoha případech možné pozorovat po odhlučnění vozidla výrazné snížení hladin akustického tlaku v určitých frekvenční pásmech, v konečném důsledku neměla tato snížení na výsledné hladiny akustického tlaku významný vliv. Jednalo se totiž především o frekvenční pásma, jejichž hladina akustického tlaku byla o několik jednotek dB(A) nižší než hodnota maximální.

Z porovnání jednotlivých hodnot, uvedených v tab. 18 je patrné, že největší přínos dodatečného odhlučnění byl zaznamenán v prostoru kufru. Z analýzy jednotlivých úseků je taktéž zřejmé, že odhlučnění vozidla vedlo ke snížení hladin akustického tlaku pro všechny pozice mikrofonu. Průměrné hodnoty snížení hladin akustického tlaku se pohybovaly mezi 0,1–2,5 dB(A). Důvody, proč nebylo dodatečným odhlučněním dosaženo vyšších hodnot snížení hladin akustického tlaku, lze přisuzovat dvěma faktorům.

Prvním faktorem je skutečnost, že vozidlo mělo panoramatickou střechu. Z tohoto důvodu nebylo možné na střechu aplikovat vibrace tlumicí a zvuk pohlcující materiály. Jelikož se v případě tohoto automobilu jednalo o rozsáhlou plochu, lze usuzovat, že absence těchto materiálů měla v tomto případě významný vliv na snížení hladin akustického tlaku. Mimo to byly v době měření na střeše aplikovány střešní nosiče. Vliv nosičů byl znát především při vyšších rychlostech, kdy docházelo vlivem proudění ke vzniku aerodynamického hluku.

Druhý faktor se týkal provedení měření. První čtyři úseky, tj. 40, 50, 60 a 70 km/h, byly vybrány s ohledem na opakovatelnost měření, takže byly do nejvyšší možné míry zachovány stejné okrajové podmínky jak při měření před odhlučněním, tak při měření po odhlučnění. Z tohoto důvodu nebylo například možné porovnat úsek 40 km/h, jelikož v případě měření po odhlučnění se na vozovce nacházely hroudy hlíny. I přesto však hodnoty snížení hladin akustického tlaku pro tyto úseky nepřesahovaly hodnoty 2,5 dB(A).

Zbylé úseky byly vybrány až v den provedení měření po důkladném prozkoumání dané lokality. Kromě úseku 90 km/h se jednalo o úseky nacházející se na dálnici. Ačkoliv byl kladen důraz na to, aby byly z nahrávek vybrány pouze takové okamžiky, které by zajišťovaly stejné okrajové podmínky jak před odhlučněním, tak po odhlučnění, nebylo tento požadavek možné dodržet. Důvodem byla zvýšená hustota provozu, kvůli které nebylo možné zajistit, aby měření po dodatečném odhlučnění vozidla probíhala přesně ve stejných místech. Rovněž nebylo možné ovlivnit například množství protijedoucích aut v opačném směru.

V případě celkového vyhodnocení však bylo důležité zahrnout do jednotlivých parametrů také celkovou hmotnost přidaných materiálů a výslednou cenu. Jak bylo uvedeno v podkapitole 6.2, aplikací zvuk pohltivých a vibrace tlumících materiálů narostla celková hmotnost vozidla o 2,7 %. Konkrétně se jednalo o hodnotu 73 kg, což odpovídá zhruba hmotnosti dospělého člověka. Vzhledem k celkové velikosti a hmotnosti vozidla, lze tedy konstatovat, že se v konečném důsledku nejednalo o zásadní hmotnost.

Výsledná cena, zahrnující kompletní odhlučnění včetně práce techniků činila přibližně 70 000 Kč. Jedná se tedy o investici, která se může vyplatit zejména u vozidel vyšších tříd, kde je komfort cestujících prioritou.

Přestože v tomto případě hodnoty snížení hladin akustického tlaku nepřesahovaly 3 dB(A), což byl v podkapitole 5.2.2 uveden jako „nejnižší“ rozdíl, který je člověk schopen zaznamenat, lze poznamenat, že dodatečné odhlučnění vozidla přináší významné výhody. Toto tvrzení plyne ze vzájemné konzultace s majitelem firmy 2din, který uvedl, že valná většina jejich zákazníků je s výsledkem dodatečného odhlučnění spokojena. Díky tomu lze tedy konstatovat, že i takto relativně malá redukce hluku může přispět ke zlepšení komfortu řidiče a pasažérů, což je obzvláště důležité na dlouhých cestách. Dodatečné odhlučnění vozidla je tedy smysluplným řešením pro ty, kteří hledají zlepšení vnitřní akustiky a jsou schopni investovat do vyšší kvality jízdy.

Závěrem je však potřeba zmínit, že experiment byl proveden pouze s jedním vozidlem, což znamená, že dosažené výsledky nelze zobecnit. Za účelem zobecnění dosažených výsledků lze doporučit provedení experimentálního měření akustického tlaku na větším vzorku vozidel. Na základě získaných poznatků během experimentu je vhodné rovněž doporučit provedení měření na uzavřené komunikaci nebo testovacím polygonu pro zajištění identických okrajových podmínek.

ZÁVĚR

Hodnocení úrovně vibrací a hluku je nedílnou součástí homologace nových vozidel. Měřena je jak úroveň vibrací a hluku působící na posádku vozidla, tak úroveň hluku vyzařovaná do okolního prostředí během provozu. Studie ukazují, že dlouhodobé vystavení vysoké úrovni hluku může způsobit zvýšenou únavu, stres, a dokonce negativně ovlivnit zdraví [113]. Zákazníci tak dnes očekávají komfortní a hlukem neobtěžující vozidla.

Vzhledem k velkému rozmachu elektromobility a trendu „*downsizingu*“ motorů, díky čemuž je doposud nejvíce vnímaný zdroj hluku, kterým je spalovací motor upozaďován, by se mohlo zdát, že u nově prodávaných automobilů již není stránka akustického komfortu vozidla problematická. Snahou automobilek je však vyrábět nová vozidla co nejefektivněji, a především co nejlevněji. To v mnoha případech může vést k absenci použití akustických opatření, mezi která se můžou řadit například hluk a vibrace tlumicí materiály, či použití dostatečné tloušťky používaných materiálů. Toto tvrzení bylo potvrzeno na základě konzultace ve firmě 2din, kde bylo dle jednotlivých zakázek zjištěno, že velká část zákazníků je tvořena majiteli nových vozidel, mezi které se řadily i elektromobily.

Teoretická a praktická část práce tvoří především základní náhled na problematiku snižování hluku a vibrací v interiéru osobních automobilů za pomoci zvuk pohltivých a vibrace tlumících materiálů. Za tímto účelem byla nejprve provedena rešerše týkající se základních akustických veličin, na niž navazovaly aktuálně používané snímače a senzory pro měření hluku a vibrací se zaměřením na automobilový průmysl. Následně byly podrobně popsány mechanismy a možnosti aplikace vibrace tlumících a zvuk pohltivých materiálů. Princip těchto materiálů zjednodušeně spočívá v přeměně mechanické, respektive zvukové energie v energii jinou (nejčastěji tepelnou). Pokud je vibrace tlumicí nebo zvuk pohltivý materiál aplikován na nějakou strukturu, dojde k ovlivnění modálních vlastností této struktury. Za tímto účelem byla provedena jak numerická, tak experimentální modální a harmonická analýza plechového vzorku před a po nalepení vibrace tlumícího materiálu. Provedením experimentální modální analýzy bylo jak před aplikováním, tak po aplikování vibrace tlumícího materiálu nalezeno celkem 8 vlastních tvarů a tudíž 8 vlastních frekvencí. V návaznosti na modální analýzu byla provedena analýza harmonická, v níž byla zkoumána odezva plechového vzorku na buzení modálním budičem vibrací. Pro podrobnější analýzu byly zvoleny dvě vlastní frekvence, konkrétně první a třetí, přičemž třetí byla akusticky nejvýraznější. Kolem těchto frekvencí byl proveden frekvenční sweep a stanovena odezva v podobě rychlosti vibrací. Z maximálních hodnot rychlostí vibrací byl poté s funkcí podmíněného formátování sestaven první a třetí vlastní tvar kmitu. Porovnáním prvního a třetího vlastního tvar kmitu sestaveného za pomoci podmíněného formátování s prvním a třetím vlastním tvarem kmitu stanoveným modální analýzou bylo zjištěno, že se dané vlastní tvary kmitu velmi podobají. Celkově lze konstatovat, že aplikací vibrace tlumícího materiálu došlo k poklesu všech zkoumaných vlastních frekvencí plechového vzorku a snížení jednotlivých hladin akustického tlaku.

Pro ověření experimentálně stanovených dat byla provedena numerická simulace v programu Ansys Workbench. Numerickou modální analýzou byl porovnáván první a třetí vlastní tvar kmitu jak před aplikací, tak po aplikaci vibrace tlumícího materiálu. Na základě porovnání numericky a experimentálně stanovených vlastních tvarů bylo možné konstatovat, že numerickou simulací byly experimentálně stanovené vlastní tvary ověřeny. Díky znalosti jednotlivých budičích sil a koeficientu tlumení z experimentální harmonické analýzy bylo taktéž možné provést numerickou harmonickou analýzu.

Porovnáním numericky a experimentálně stanovených dat bylo opět možné prohlásit, že numerickou simulací byly ověřeny experimentálně stanovené hodnoty.

Poslední část práce již byla zaměřena na konkrétní aplikaci vibrace tlumicích a zvuk pohltivých materiálů pro dodatečné odhlučnění vozidla. Za tímto účelem byl navržen ve spolupráci s firmou 2din experiment, týkající se měření akustického tlaku v interiéru vozidla před a následně po jeho celkovém odhlučnění. Před samotnou realizací měření však bylo nezbytné provést na toto měření důkladnou přípravu.

Nejprve tedy byla provedena rešerše, především v odborných člancích, zaměřující se na různé přístupy pro měření akustického tlaku v interiéru vozidla. Na základě jednotlivých článků a vzájemné konzultaci se společností 2din, byla vybrána varianta měření akustického tlaku za pomoci jízdní zkoušky v reálném provozu. Před finálním měřením však bylo potřeba z důvodu seznámení se s měřicí aparaturou a nalezení případných problémů provést přípravné měření. Pro přípravné měření, které bylo realizováno v blízkém okolí areálu Fakulty strojního inženýrství bylo jako testovací vozidlo zvolena Toyota Yaris disponující zážehovým motorem o objemu 1 300 cm³ a výkonu 66 kW. Jak již bylo uvedeno, cílem tohoto měření bylo kromě seznámení se s měřicí aparaturou i analyzovat případné problémy, které by se mohly vyskytnout při finálním měření. Z tohoto důvodu byla kromě vyhodnocení hladin akustického tlaku provedena i analýza možného výskytu nepřesností. Byl analyzován, jak vliv přejetí postranní čáry z důvodu míjení vozidla, tak vliv přejetí kanálů. Vyhodnocením naměřených dat bylo zjištěno, že tyto okamžiky neměly z hlediska celkové hladiny akustického tlaku v tomto případě na výsledné hodnoty významný vliv.

Finální měření, jehož cílem bylo zhodnotit přínos dodatečného odhlučnění vozidla bylo realizováno v Praze v blízkém okolí areálu společnosti 2din. Dle rozpisu zakázek společnosti byl vybrán termín, kdy bylo prováděno odhlučnění vozidla Toyota Proace Verso, jež disponovalo vznětovým motorem o objemu 1 997 cm³ a výkonu 130 kW. Bylo vybráno několik měřicích úseků, pro které byly na základě kvality povrchu vozovky a dopravních předpisů stanoveny konkrétní rychlosti. Při vyhodnocování jednotlivých úseků byl opět zkoumán i vliv nepřesností, mezi které se v tomto případě řadila předjíždějící vozidla. Ponecháním okamžiků, ve kterých docházelo k míjení vozidel, bylo zjištěno že dochází k ovlivnění hladin akustického tlaku ve vysokofrekvenčních pásmech. Vzhledem k tomu, že hladiny akustického tlaku byly pro vysokofrekvenční pásma o několik jednotek dB(A) nižší než hodnoty maximální, celkové hodnoty hladin akustického tlaku nebyly ovlivněny.

Porovnáním jednotlivých měřicích úseků z hlediska snížení hodnot hladin akustického tlaku po celkovém odhlučnění vozidla bylo zjištěno, že jednotlivé hodnoty nepřesahovaly 3 dB(A). Důvod, proč nebylo dosahováno vyšších hodnot byl přisuzován dvěma faktorům, mezi které se řadila absence aplikace vibroakustických materiálů na střechu a nemožnost zajištění identických okrajových podmínek. Na základě těchto faktů je tedy zřejmé, že dosažené výsledky týkající se snížení hladin akustického tlaku po dodatečném odhlučnění vozidla nelze zobecnit.

Do celkového vyhodnocení přínosu dodatečného odhlučnění tohoto vozidla, byly kromě hodnot hladin akustického tlaku zahrnuty i další faktory. Mezi tyto faktory se řadila jak výsledná cena odhlučnění, celkově přidaná hmotnost, tak i subjektivní názor zákazníků. Na základě vyhodnocení jednotlivých faktorů lze konstatovat, že dodatečné odhlučnění vozidla je smysluplným řešením pro zákazníky vozidel středních a vyšších tříd, kteří hledají zlepšení vnitřní akustiky a jsou schopni investovat do vyšší kvality jízdy.

Jak již však bylo uvedeno, vzhledem k nemožnosti zajištění identických okrajových podmínek a provedení měření pouze na jednom vozidle, jsou pro zobecnění dosažených výsledků a závěrů doporučeny následující kroky:

- Provedení experimentálního měření akustického tlaku na větším vzorku vozidel, mezi která se budou řadit i menší osobní vozidla.
- Zajištění identických okrajových podmínek při měření akustického tlaku jak před, tak po celkovém odhlučnění vozidla. Za tímto účelem je doporučeno vybrat ideálně úseky na uzavřené komunikaci nebo testovacím polygonu.
- Pro bližší identifikaci jednotlivých zdrojů hluku je doporučeno provést měření akustického tlaku za pomoci dojezdové zkoušky.
- Provést podrobné porovnání naměřených hodnot z hlediska psycho-akustiky a subjektivního hodnocení zákazníků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NAVRÁTIL, Leoš a ROSINA, Jozef. *Medicínská biofyzika*. Grada Publishing, 2005. ISBN 80-247-1152-4.
- [2] *Hluk v životním prostředí: Zdroje hluku a jak se měří*. Online. In: Státní zdravotní ústav. C2023-2024. Dostupné z: <https://szu.cz/temata-zdravi-a-bezpecnosti/zivotni-prostredi/hluk/zdroje-hluku-a-jak-se-meri/>. [cit. 2024-04-15].
- [3] HALLIDAY, David; RESNICK, Robert a WALKER, Jearl. *Fyzika 1*. 2. vyd. Vysoké učení technické v Brně: VUTIUM, 2013. ISBN 978-80-214-4123-1.
- [4] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04847-9.
- [5] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace*. Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-90-1936-2-5.
- [6] HARTMANN, Bruce a JARZYNSKI, Jacek. *Polymer Sound Speeds and Elastic Constants*. 1972.
- [7] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Experimentální metody: Základní principy využívané při měření vibrací. Online. 2024. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/experiment%C3%A1ln%C3%AD-metody>. [cit. 2024-04-16].
- [8] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Experimentální metody: Základní principy využívané při měření zvuku. Online. 2024. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/experiment%C3%A1ln%C3%AD-metody>. [cit. 2024-04-16].
- [9] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Experimentální metody: Experimentální analýzy mechanických soustav. Online. 2024. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/experiment%C3%A1ln%C3%AD-metody>. [cit. 2024-04-16].
- [10] ADAMS, Tyler. *Sound Materials: A Compendium of Sound Absorbing Materials for Architecture and Design*. Online. Frame Publishers B.V., 2022. ISBN 9789492311535.
- [11] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Zkrácená verze PH.D. THESIS. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2003. ISBN 80-214-2439-7.
- [12] PROKOP, Aleš; ŘEHÁK, Kamil; OTIPKA, Václav a ZAJAC, Roman. Cvičení k předmětu Experimentální metody: Experimentální stanovení akustických parametrů struktur. Online. 2024. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/experiment%C3%A1ln%C3%AD-metody>. [cit. 2024-04-16].
- [13] KAŇKA, Jan. *Akustika stavebních objektů*. Brno: ERA, 2009. ISBN 978-80-7366-140-3.

- [14] VAŠINA, Martin. *STUDIUM MATERIÁLŮ Z HLEDISKA TLUMENÍ ZVUKU A VIBRACÍ*. Teze habilitační práce. Brno: Vutium: Vysoké učení technické v Brně, 2010. ISBN 978-80-214-4218-4.
- [15] Studijní text k předmětu Enviromentální fyzika: Decibelové veličiny v akustice, kmitočtová pásma. Online. 2024. Dostupné z: https://ufmi.ft.utb.cz/index.php?page=env_fyzika. [cit. 2024-04-16].
- [16] SIEMENS. *Octaves in Human Hearing*. Online. Siemens. 2020. Dostupné z: <https://community.sw.siemens.com/s/article/octaves-in-human-hearing>. [cit. 2024-04-22].
- [17] JUNEK, Pavel; POTUŽNÍKOVÁ, Dana; HELLMUTH, Tomáš; PÍŠA, Lubomír a KUČERA, Ivan. NÍZKOFREKVENČNÍ HLUK Z VENKOVNÍ PRODUKCE HUDBY A JEHO VLIV NA ZDRAVÍ NEZÚČASTNĚNÝCH OSOB V OKOLÍ. Online. *Hygiena*. 2011, roč. 56, č. 1, s. 11-17. ISSN 1802-6281. Dostupné z: <https://doi.org/10.21101/hygiena>.
- [18] TATIĆ, Bojan; BOGOJEVIĆ, Nebojša; ŠOŠKIĆ, Zlatan a PETROVIĆ, Zoran. Railway Vehicles As The Source of the Noise in the Urban Areas. Online. *HEAVY MACHINERY*. 2011, roč. 7, č. 6, s. 71-80. ISSN 1001-196X.
- [19] GOZALO, G. Rey; CARMONA, J. Trujillo; MORILLAS, J.M Barrigón; GÓMEZ, R. Vilchez - a ESCOBAR, V. Gómez. Relationship between objective acoustic indices and subjective assessments for the quality of soundscapes. Online. *Applied Acoustics*. 2015, č. 97, s. 1-10. ISSN 1872-910X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.03.020>.
- [20] JIANG, Jiguang a LI, Yun. Review of active noise control techniques with emphasis on sound quality enhancement. Online. *Applied Acoustics*. 2018, č. 136, s. 139-148. ISSN 1872-910X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.02.021>.
- [21] ČSN ISO 532-1: *Akustika - Metody výpočtu hlasitosti - Část 1: Zwickerova metoda*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018. Třídící znak 011602.
- [22] *SHARPNESS AND BOOMING: Acoustics*. Online. In: University of Salford MANCHESTER. C2024. Dostupné z: <https://hub.salford.ac.uk/sirc-acoustics/psychoacoustics/sound-quality-making-products-sound-better/an-introduction-to-sound-quality-testing/sharpness-and-booming/>. [cit. 2024-04-22].
- [23] *ROUGHNESS – FLUCTUATION STRENGTH: Acoustics*. Online. In: University of Salford MANCHESTER. C2024. Dostupné z: <https://hub.salford.ac.uk/sirc-acoustics/psychoacoustics/sound-quality-making-products-sound-better/an-introduction-to-sound-quality-testing/sharpness-and-booming/>. [cit. 2024-04-22].
- [24] FASTL, Hugo a ZWICKER, Eberhard. *Psychoacoustics: Facts and models*. Online. 3rd. Springer, 2007. ISBN 978-3-540-68888-4. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68888-4>.
- [25] HUANG, Hai B.; LI, Ren X.; HUANG, Xiao R.; YANG, Ming L. a DING, Wei P. Sound quality evaluation of vehicle suspension shock absorber rattling noise based on the Wigner–Ville distribution. Online. *Applied Acoustics*. 2015, č. 100, s. 18-25. ISSN 1872910X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.06.018>.

- [26] LEE, Sang-Kwon. Objective evaluation of interior sound quality in passenger cars during acceleration. Online. *Journal of Sound and Vibration*. 2008, roč. 310, č. 1-2, s. 149-168. ISSN 0022-460X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.07.073>.
- [27] LEE, Sang Kwon; LEE, Gun Hee a BACK, Jiseon. Development of sound-quality indexes in a car cabin owing to the acoustic characteristics of absorption materials. Online. *Applied Acoustics*. 2019, č. 143, s. 125-140. ISSN 0003-682X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.09.004>. [cit. 2024-04-23].
- [28] RAO, Singiresu S. *Mechanical Vibrations*. Online. 5th ed. Pearson, 2010. ISBN 978-0-13-212819-3.
- [29] BROCH, Jenns Trampe. *Mechanical Vibration and Shock Measurements*. 2nd. Bruel & Kjaer, 1984. ISBN 87 87355 34 5.
- [30] *MICRO-EPSILON: Data sheet eddyNCDT 3300*. Dostupné z: <https://www.micro-epsilon.com/fileadmin/download/excerpts/dax--eddyNCDT-3300--en.pdf>. [cit. 2024-04-25].
- [31] BILOŠ, Jan a BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Vibrační diagnostika: Studijní opora*. Online. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2755-1.
- [32] ZUTH, Daniel a VDOLEČEK, František. Měření vibrací ve vibrodiagnostice. Online. *Automa: časopis pro informační techniku*. 2010, roč. 2010, č. 1, s. 32-36. ISSN 1210-9592. Dostupné z: https://www.automa.cz/cz/casopis-cislo/automa-2010_01/.
- [33] PROKOP, Aleš; ŘEHÁK, Kamil; OTIPKA, Václav a ZAJAC, Roman. Cvičení k předmětu Experimentální metody: Experimentální stanovení vibrací. Online. 2024. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/experiment%C3%A1ln%C3%AD-metody>. [cit. 2024-04-16].
- [34] GAMBLE, R.J.; PRIEST, M.; CHITTENDEN, R.J. a TAYLOR, C.M. Preliminary Study of the Influence of Piston Secondary Motion on Piston Ring Tribology. Online. *Tribology Series*. 2000, roč. 38, s. 679-691. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(00\)80171-6](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(00)80171-6).
- [35] *MICRO-EPSILON: Oil film thickness measurement in an internal combustion engine*. 2016. Dostupné z: <https://www.micro-epsilon.co.uk/applications/search-by-measurement/gap/>. [cit. 2024-04-25].
- [36] *ID Laser Displacement Sensors: Types of Measurements Systems*. Online. In: Keyence. C2024. Dostupné z: https://www.keyence.com/ss/products/measure/library/type/laser_1d.jsp. [cit. 2024-04-26].
- [37] *MICRO-EPSILON: Blue laser measurement*. 2014. Dostupné z: <https://www.micro-epsilon.cz/distance-sensors/laser-sensors/blue-laser/>. [cit. 2024-04-25].
- [38] BRÜEL & KJÆR VIBRO. Velocity sensors. C2024. Dostupné z: <https://www.bkvbvibro.com/product-category/products/vibration-sensors-transmitters/velocity-sensors/>. [cit. 2024-04-25].

- [39] ALVERINGH, Dennis. INTEGRATED THROUGHFLOW MECHANICAL MICROFLUIDIC SENSORS. Dissertation. University of Twente, 2018. ISBN 978-90-365-4515-0. Dostupné také z: DOI 10.3990/1.9789036545150.
- [40] HU, Yuhao; ZHU, Weidong; LYU, Linfeng a LI, Zhonggang. Interpretation of bimodal interference in and optimized operational modal analysis for long-range continuously scanning laser Doppler vibrometer measurements with a beam under white noise excitation. Online. *Measurement*. 2023, roč. 2023, č. 218. ISSN 1873-412X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2023.112998>.
- [41] BOSTON, Charles; SAUER, Jörg; GLANDIER, Christian a MOELLER, Joerg-Stefan. Vibration Analysis of a Rolling Tire-wheel System. Online. *ATZ worldwide*. 2020, roč. 122, č. 3, s. 36-39. ISSN 2192-9076. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38311-019-0190-4>.
- [42] A4900 VIBRIO M. Online. In: Adash. C2024. Dostupné z: <https://adash.com/cs/prenos-nerici-systemy/a4900-vibrio-vibrometr-analyzator-sberac-dat>. [cit. 2024-04-27].
- [43] Accelerometers. Online. In: Brüel & Kjær Vibro. C2023. Dostupné z: <https://www.bkvibro.com/product-category/vibration-sensors-transmitters/accelerometers/>. [cit. 2024-04-27].
- [44] SERRIDGE, Mark a LICHT, Torben R. *Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers: Theory and application Handbook*. Online. Denmark, 1987. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/bb0694.pdf>.
- [45] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Experimentální metody: Základní principy využívané při měření vibrací. Online. 2024. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/experiment%C3%A1ln%C3%AD-metody>. [cit. 2024-04-16].
- [46] ACCELEROMETER SENSORS. Online. In: Brüel & Kjær an HBK company. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/transducers/vibration/accelerometers>. [cit. 2024-04-27].
- [47] BRÜEL&KJÆR. *PRODUCT DATA: Piezoelectric DeltaShear Accelerometers Uni-Gain, DeltaTron and special Types*. Denmark. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/bp0196.pdf>.
- [48] BRÜEL & KJÆR. *PRODUCT DATA: Piezoelectric Charge Accelerometer Types 4374 and 4374-L*. Denmark. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/bp2038.pdf>.
- [49] BRÜEL & KJÆR. *PRODUCT DATA: Reference Standart Accelerometer Types 8305 and 8305-001*. Denmark. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp2052.ashx>.
- [50] LAKUŠIĆ, Stjepan; BRČIĆ, Davor a LAKUŠIĆ, Višnja TKALČEVIĆ. ANALYSIS OF VEHICLE VIBRATIONS – NEW APPROACH TO RATING PAVEMENT CONDITION OF URBAN ROADS. Online. *Promet – Traffic&Transportation*. 2011, roč. 23, č. 6, s. 485-494. ISSN 1848-4069. Dostupné z: <https://doi.org/10.7307>.

- [51] STEIN, G.J.; CHMÚRNÝ, R. a ROSÍK, V. Compact vibration measuring system for in-vehicle applications. Online. *Measurement Science Review*. 2011, roč. 11, č. 5, s. 154-159. ISSN 13358871. Dostupné z: <https://doi.org/10.2478/v10048-011-0030-1>.
- [52] MONDAL, Purnendu a ARUNACHALAM, Subramaniam. Compact System for Measuring Vibration at Different locations of Car Seat and Human Driver in Dynamic Condition. Online. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. 2020, roč. 9, č. 2, s. 13669-13676. ISSN 2319-8753. Dostupné z: <https://doi.org/10.15680/IJRSET.2020.0902046>.
- [53] HANSEN, Colin H. Fundamentals of acoustics. Online. 2014. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/228726743_Fundamentals_of_acoustics.
- [54] *Sound Fields: Free versus Diffuse Field, Near versus Far Field*. Online. In: SIEMENS: Community. 2020. Dostupné z: <https://community.sw.siemens.com/s/article/sound-fields-free-versus-diffuse-field-near-versus-far-field>. [cit. 2024-04-28].
- [55] BRÜEL & KJÆR. *Technical Documentation: Microphone Handbook Vol. 1: Theory*. Online. Denmark, 2019. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/be1447.pdf>.
- [56] *Přesné měřicí mikrofony*. Online. In: Svmtech. C2024. Dostupné z: <https://svmtech.cz/blog/presne-merici-mikrofony:34/>. [cit. 2024-04-28].
- [57] GADE, Sven; THORHAUGE, Ole a SCHACK, Tommy. *Transducer Response Equalization*. Denmark, 2008. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/bn0382.pdf>.
- [58] JACOBSEN, Finn; POULSEN, Torben; RINDEL, Jens Holger; GADE, Andres Christian a OHLRICH, Mogens. *FUNDAMENTALS OF ACOUSTICS AND NOISE CONTROL*. Online. Department of Electrical Engineering, Technical University of Denmark, 2011. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/publication/292150038_Fundamentals_of_Acoustics_and_Noise_Control.
- [59] *CAN PRESSURE-FIELD MICROPHONES PERFORM IN DIFFUSE AND FREE FIELDS?* Online. In: Brüel & Kjør an HBK company. 2020. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/Campaign/HQ/M1-newsletters/M1-oct-2020/pressure-field-microphones>. [cit. 2024-04-28].
- [60] BRÜEL & KJÆR. *SOUND INTENSITY BOOKLET: THE FUNDAMENTALS OF SOUND INTENSITY MEASUREMENT*. 2021. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Primers/Hidden/sound-intensity-booklet-A4-2021.ashx>.
- [61] *Sound Intensity*. Online. In: SIEMENS. 2020. Dostupné z: <https://community.sw.siemens.com/s/article/Sound-Intensity>. [cit. 2024-04-28].
- [62] ČSN EN ISO 3741, *Akustika - Určování hladin akustického výkonu a hladin akustické energie zdrojů hluku pomocí akustického tlaku - Přesné metody pro dozvukové zkušební místnosti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. Třídící znak 011607.

- [63] GINN, K.B. a GADE, S. *Sound intensity measurements inside a motor vehicle: Brüel & Kjær application notes*. Denmark. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/BO0019.pdf>.
- [64] PATOČKA, Pavel. *Hluk v interiéru vozidel a metody jeho snižování* [online]. Brno, 2021 Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131845>.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Otipka.
- [65] DE SILVA, Clearence W. *Vibration and Shock Handbook*. Online. CRC Press, 2005. ISBN 9780429128738. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1201/9781420039894>.
- [66] HARRIS, Cyril M. a PIERSOL, Allan G. *HARRIS' SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK*. Online. 5. McGRAW-HILL, 2001. ISBN 007137082X. Dostupné také z: <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9780071508193>.
- [67] PANG, Jiang. *Noise and Vibration Control in Automotive Bodies*. Online. Hoboken (New Jersey): Wiley, 2018. ISBN 978-1-119-51552-4. Dostupné také z: <https://www.wiley.com/en-cn/Noise+and+Vibration+Control+in+Automotive+Bodies-p-9781119515524>.
- [68] BORO VAN, Petr. *O měření modálních i provozních tvarů kmitu*. Online. In: Technický týdeník. 2016. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/ze-zivotavyzkumneho-centra/o-mereni-modalnich-i-provoznich-tvaru-kmitu_37760.html. [cit. 2024-04-29].
- [69] DETIGER, Suzanne E.L.; HOOGENDOORN, Roel J.W.; VAN DER VEEN, Albert J.; VAN ROYEN, Barend J.; HELDER, Marco N. et al. Biomechanical and rheological characterization of mild intervertebral disc degeneration in a large animal model. Online. *Journal of Orthopaedic Research*. 2013, roč. 31, č. 5, s. 703-709. ISSN 1554-527X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/jor.22296>.
- [70] GÖKEN, J.; FAYED, S.; SCHÄFER, H. a ENZENAUE, J. A Study on the Correlation between Wood Moisture and the Damping Behaviour of the Tonewood Spruce. Online. *ACTA PHYSICA POLONICA A*. 2018, roč. 133, č. 5, s. 1241-1260. ISSN 1898-794X. Dostupné z: <https://doi.org/10.12693/APhysPolA.133.1241>.
- [71] FURUKAVA, Márcio; D' ANDREA FONSECA, William; N.Y. GERGES, Samir; MATOS NEVES, Miguel a BENTO COELHO, J.L. *17th International Congress on Sound and Vibration: ANALYSIS OF STRUCTURAL DAMPING PERFORMANCE IN PASSENGER VEHICLE CHASSIS*. 18-22 July, 2010. Cairo, Egypt: International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), 2010. ISBN 9781617822551.
- [72] DUCHÁČEK, Vratislav. *POLYMERY: VÝROBA, VLASTNOSTI, ZPRACOVÁNÍ, POUŽITÍ*. Online. 2. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická, 2006. ISBN 80-7080-617-6. Dostupné také z: http://147.33.74.135/knihy/uid_isbn-80-7080-617-6/pages-img/005.html.
- [73] KOLOUCH, Jan. *Strojní součásti z plastů*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1981.

- [74] FAN, Rongping; MENG, Guang; YANG, Jun a HE, Caichun. Experimental study of the effect of viscoelastic damping materials on noise and vibration reduction within railway vehicles. Online. *Journal of Sound and Vibration*. 2009, roč. 319, č. 1-2, s. 58-76. ISSN 0022-460X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.03.071>.
- [75] ZHOU, X.Q.; YU, D.Y.; ZHANG, S.Q. a WANG, S. Research and applications of viscoelastic vibration damping materials: A review. Online. *Composite Structures*. 2015, roč. 136, s. 460-480. ISSN 1879-1085. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.10.014>.
- [76] FURUKAVA, Márcio; POLICARPO, Hugo; MATOS NEVES, Miguel; MAIA, Numo M.M.; SILVA, Olavo M. et al. *4th International Conference of Integrity, Reliability and Failure: A METHODOLOGY FOR THE PERFORMANCE EVALUATION OF DIFFERENT SURFACE DAMPING TREATMENTS*. 23-27 June, 2013. Funchal, Madeira: International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), 2013. ISBN 9789728826277.
- [77] PYROTEK. *Technický list: DEDICAMP SP500*. Dostupné z: <https://www.pyroteknc.com/dmsdocument/197/DECIDAMP-SP500-113IP-CZECH.pdf>. [cit. 2024-04-25].
- [78] *STANDARTPLAST: soundproofing materials*. Online. C2017-2024. Dostupné z: <https://standartplast.com/about/>. [cit. 2024-05-01].
- [79] *Comfortmat: SOUND DEADENING*. Online. C2023. Dostupné z: <https://comfortmats.eu/>. [cit. 2024-05-01].
- [80] RAO, Mohan D. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. Online. *Journal of Sound and Vibration*. 2003, roč. 262, č. 3, s. 457-474. ISSN 0022-460X. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(03\)00106-8](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00106-8).
- [81] KUTTRUFF, Heinrich. *Room acoustics*. Online. 5th ed. CRC Press, 2009. ISBN 9781315274850. Dostupné z: <https://doi.org/10.1201/9781482266450>.
- [82] KAŇKA, Jan. *Akustika stavebních objektů*. Era, 2009. ISBN 978-80-7366-140-3.
- [83] ČSN EN ISO 354: *Akustika - Měření zvukové pohltivosti v dozvukové místnosti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2003. Třídící znak 730535.
- [84] ČSN ISO 10534-1: *Akustika - Určování činitele zvukové pohltivosti a akustické impedance v impedančních trubcích - Část 1: Metoda poměru stojaté vlny*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1999. Třídící znak 730501.
- [85] BRÜEL&KJÆR. *PRODUCT DATA: Impedance Tube Kit type 4206*. Denmark, 2019. Dostupné také z: <https://www.bksv.com/media/doc/BP1039.pdf>.
- [86] ČSN EN ISO 10534-2: *Akustika - Určování akustických vlastností v impedančních trubcích - Část 2: Metoda dvou mikrofonů pro činitel zvukové pohltivosti a povrchovou impedanci při kolmém dopadu zvuku*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2024. Třídící znak 730501.

- [87] KALINOVÁ, Klára. *Zvuková pohltivost vlákných materiálů s ohledem na charakteristiky struktury*. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci, 2005. Dostupné také z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/38927>.
- [88] VASSILIADIS, Savvas. *Electronics and Computing in Textiles*. Online. Ventus Publishing ApS, 2012. ISBN 978-87-403-082-0. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/publication/263125758_Electronics_and_Computing_in_Textiles.
- [89] LI, Yunjie; LI, Zhendong a HAN, Fusheng. Air flow resistance and sound absorption behavior of open-celled aluminum foams with spherical cells. Online. *Procedia Materials Science*. 2014, roč. 4, s. 180-183. ISSN 2211-8128. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.591>.
- [90] *Glass fibre and silica materials: M 1761*. Online. In: Steinach AG. Dostupné z: <https://www.steinbach-ag.de/en/thermal-and-acoustic-insulation/products/product-group/glass-fibre-and-silica-materials/m-1761.html>. [cit. 2024-05-02].
- [91] *Modal exciter: TYPES 4825 AND 4826*. Online. In: Brüel & Kjær an HBK company. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/instruments/vibration-testing-equipment/modal-exciter/modal-exciter-4825-4826>. [cit. 2024-04-27].
- [92] FASANA, Alessandro. Modal parameters estimation in the Z-domain. Online. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009, roč. 23, č. 1, s. 217-225. ISSN 1096-1216. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2008.03.015>.
- [93] *Konfigurátor: Interiér: Akustická skla pro okna dveří a boční*. Online. In: Audi. Dostupné z: https://konfigurator.audi.cz/cc-cz/cs_CZ_AUDI23/A/equipment/652/4A5CDG24/6Y6Y/FZ/@/@?variant=Sline. [cit. 2024-05-02].
- [94] SIANO, D. a PANZA, M.A. Sound quality analysis of the powertrain booming noise in a Diesel passenger car. Online. *Energy Procedia*. 2017, č. 126, s. 971-978. ISSN 1876-6102. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.189>.
- [95] PRZYDATEK, Grzegorz; RYNIOWICZ, Andrezej; IRIMIA, Oana; TOMOZEI, Claudia; MOSNEGUTU, Emilian et al. Analysis of Noise Levels in Typical Passenger Cars. Online. *Sustainability*. 2023, roč. 15, č. 10. ISSN 20711050. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/su15107910>.
- [96] WANG, Y.S.; SHEN, G.Q.; GUO, H.; TANG, X.L. a HAMADE, T. Roughness modelling based on human auditory perception for sound quality evaluation of vehicle interior noise. Online. *Journal of Sound and vibration*. 2013, roč. 332, č. 15, s. 3893-3904. ISSN 0022-460X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.02.030>.
- [97] MØLLER, Henrik. Fundamentals of Binaural Technology. Online. *Applied Acoustics*. Roč. 36, č. 3-4, s. 171-218. ISSN 1872-910X. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(92\)90046-U](https://doi.org/10.1016/0003-682X(92)90046-U).
- [98] NOVÁČEK, Tomáš. Binaurální audio. Online. *Bud' FIT: časopis FIT ČVUT*. 2015. Dostupné z: <https://casopis.fit.cvut.cz/technologie/binauralni-audio/>. [cit. 2024-05-02].

- [99] OLMAN, Cheryl. *INTRODUCTION TO SENSATION AND PERCEPTION*. Online. Minneapolis: University of Minnesota Libraries Publishing. Dostupné z: <https://pressbooks.umn.edu/sensationandperception/>. [cit. 2024-04-25].
- [100] SUN, Liang; ZHONG, Xuan a YOST, William. Dynamic binaural sound source localization with interaural time difference cues: Artificial listeners. Online. *The Journal of the Acoustical Society of America*. 2015, roč. 137, č. 4. ISSN 1520-8524. Dostupné z: <https://doi.org/10.1121/1.4920112>.
- [101] PAUKNER, Philipp; ROTCHBUCHER, Martin a DIEPOLD, Klaus. *Technical report: Sound Localization Performance Comparison of Different HRTF-Individualization Methods*. Institute for Data Processing Technische Universität München, 2014. Dostupné také z: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1207048/744102.pdf>.
- [102] *BHM III.3: Mobile ICP® head microphone for binaural recordings*. Online. In: HEAD acoustics. C2024. Dostupné z: <https://www.head-acoustics.com/products/artificial-head-binaural-recording/bhm-iii3>. [cit. 2024-04-01].
- [103] *Move°S – HMS/HSU upgrade for motorized head rotation, virtually silent*. Online. In: HEAD acoustics. C2024. Dostupné z: <https://www.head-acoustics.com/products/artificial-head/moves>. [cit. 2024-04-01].
- [104] PAUL, Stephan. Binaural Recording Technology: A Historical Review and Possible Future Developments. Online. *Acta Acustica united with Acustica*. 2009, roč. 95, č. 5, s. 767-788. ISSN 2681-4617. Dostupné z: <https://doi.org/10.3813/AAA.918208>.
- [105] HEAD ACOUSTICS. *DATA SHEET: HSU III (Code 1323)*. 2017. Dostupné z: <https://cdn.head-acoustics.cn/fileadmin/data/global/Datasheets/Archive/HSU-III-1323-Data-Sheet.pdf>. [cit. 2024-04-25].
- [106] PAYRI, F.; BROATCH, A.; MARGOT, X. a MONELLETTA, L. Sound quality assessment of Diesel combustion noise using in-cylinder pressure components. Online. *Measurement Science and Technology*. 2009, roč. 20, č. 1. ISSN 1361-6501. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/20/1/015107>.
- [107] LIANG, Linyuan; CHEN, Shuming a LI, Peiran. The evaluation of vehicle interior impact noise inducing by speed bumps based on multi-features combination and support vector machine. Online. *Applied Acoustics*. 2020, č. 163. ISSN 1872910X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107212>.
- [108] YUNG-NIAN WANG, Edward a MIN-YANG WANG, Eric. In-car sound analysis and driving speed estimation using sounds with different frequencies as cues. Online. *International Journal of Industrial Ergonomics*. 2012, roč. 42, č. 1, s. 34-40. ISSN 1872-8219. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2011.11.001>.
- [109] Český hydrometeorologický ústav: Klimatické údaje ze stanice Praha-Kbely ze dne 3.3 a 7.3. 2024. Online. Dostupné z: <https://www.chmi.cz/aktualni-situace/aktualni-stav-pocasi/ceska-republika/stanice/profesionalni-stanice/prehled-stanic/praha-kbely>. [cit. 2024-05-02].

- [110] ÖZGÜN. *Ansys Contact Types and Explanations*. Online. In: MECHEAD: ENGINEERING, ANALYSIS, DESIGN. 2021. Dostupné z: <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>. [cit. 2024-05-13].
- [111] BRÜEL & KJÆR. *Calibration Chart for Force Transducer Type 8230-001*. 2016.
- [112] BRÜEL & KJÆR. *Technical Documentation: Modal Exciters Types 4825 & 4826*.
- [113] FLOR, Daniel; PENA, Danilo; PENA, Luan; DE SOUSA, JR, Vicente A. a MARTINS, Allan. Characterization of Noise Level Inside a Vehicle under Different Conditions. Online. *Sensors*. 2020, roč. 20, č. 9. ISSN 1424-8220. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/s20092471>.
- [114] WANG, Fei; LIAO, Jianbin; HUANG, Chaoming; YU, Hongliang; YAN, Jian et al. Study on the Damping Dynamics Characteristics of a Viscoelastic Damping Material. Online. *Processes*. 2022, roč. 10, č. 4. ISSN 2227-9717. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/pr10040635>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>BK</i>		Brüel & Kjør
<i>CCD</i>		Charge-coupled device
<i>CCLD</i>		Constant Current Line Drive
<i>CSLDV</i>		Metoda kontinuálního skenování
<i>HRTF</i>		Head Related Transfer Function
<i>IEPE</i>		Integrated Electronics Piezo-Electric
<i>ILD</i>		Interaural Level Difference
<i>ITD</i>		Interaural Time Difference
<i>MEMS</i>		Micro-electro-mechanical-system
<i>MIMO</i>		Multiple input/multiple output
<i>MISO</i>		Multiple input/single output
<i>RMS</i>		Efektivní hodnota
<i>SBS</i>		Styrene butadiene styrene
<i>SIMO</i>		Single input/multiple output
<i>SISO</i>		Single input/single output
<i>STP</i>		Standartplast
<i>ÚADI</i>		Ústav automobilního a dopravního inženýrství
<i>VUT</i>		Vysoké učení technické
<i>VW</i>		Volkswagen
<i>a</i>	[kg.m ⁻¹]	Zrychlení
<i>a</i>	[m.s ⁻²]	Akustické zrychlení
<i>b</i>	[-]	Koeficient tlumení
<i>B</i>	[T]	Magnetická indukce
<i>b_f</i>	[-]	Buzení
<i>b_r</i>	[-]	Poměrný útlum
<i>c</i>	[m.s ⁻¹]	Rychlost šíření vlny
<i>c_{1,2}</i>	[m.s ⁻¹]	Rychlost šíření zvuku v dozvukové místnosti
<i>d</i>	[m]	Délka distančního prvku
<i>D</i>	[m]	Průměr
<i>E*</i>	[Pa]	Komplexní modul pružnosti v jednoosém tahu
<i>E'</i>	[Pa]	Elastický modul
<i>E''</i>	[Pa]	Ztrátový modul

f	[Hz]	Frekvence
F	[N]	Síla
f_1	[Hz]	Dolní mez frekvenčního pásma
f_1	[Hz]	Krajní frekvence jedné oktávy
f_2	[Hz]	Horní mez frekvenčního pásma
f_2	[Hz]	Krajní frekvence vnitřní třetiny oktávy
f_3	[Hz]	Krajní frekvence vnitřní třetiny oktávy
f_4	[Hz]	Krajní frekvence jedné oktávy
f_m	[Hz]	Střední frekvence frekvenčního pásma
f_r	[Hz]	Rezonanční frekvence
f_{r1}	[Hz]	Krajní frekvence frekvenčního pásma při rezonanční frekvenci
f_{r2}	[Hz]	Krajní frekvence frekvenčního pásma při rezonanční frekvenci
G^*	[Pa]	Komplexní modul pružnosti ve smyku
I	[W.m ⁻²]	Akustická intenzita
I_{ref}	[W.m ⁻²]	Referenční hodnota akustické intenzity
k	[N.m ⁻¹]	Tuhost pružiny
L	[-]	Hladina akustické veličiny
l	[m]	Délka vodiče cívky
L_I	[dB]	Hladina intenzity zvuku
L_N	[Ph]	Hladina hlasitosti
L_p	[dB]	Hladina akustického tlaku
L_w	[dB]	Hladina akustického výkonu
m	[kg]	Hmotnost
$m_{1,2}$	[m ⁻¹]	Součinitel útlumu ve vzduchu
o_f	[-]	Odezva
p	[Pa]	Akustický tlak
p_0	[Pa]	Amplituda akustického tlaku
p_1	[Pa]	Akustický tlak v místě prvního mikrofonu
p_2	[Pa]	Akustický tlak v místě druhého mikrofonu
p_{ef}	[Pa]	Efektivní hodnota akustického tlaku
p_{ref}	[Pa]	Referenční hodnota akustického tlaku
Q	[C]	Elektrický náboj
r_i	[-]	Imaginární složka činitele odrazu

r_r	[-]	Reálná složka činitele odrazu
S	[m ²]	Plocha
t	[s]	Čas
T_d	[s]	Doba doznívání
T_k	[s]	Perioda
T	[°C]	Teplota
$T_{1,2}$	[s]	Doba dozvuku v dozvukové místnosti
T_g	[°C]	Teplota skelného přechodu
U	[V]	Elektrické napětí
v_s	[m.s ⁻¹]	Rychlost kmitání pouzdra snímače
V	[m ³]	Objem
v	[m.s ⁻¹]	Akustická rychlost
v_0	[Hz]	Amplituda akustické rychlosti
v_{ef}	[m.s ⁻¹]	Efektivní hodnota akustické rychlosti
W	[W]	Akustický výkon
W_{ref}	[W]	Referenční hodnota akustického výkonu
x	[m]	Posuv
y	[m]	Akustická výchylka
y_0	[m]	Amplituda akustické výchylky
y_{0max}	[m]	Maximální amplituda výchylky
y_{ef}	[-]	Efektivní hodnota veličiny y
z	[N.s.m ⁻³]	Akustická impedance
α	[-]	Činitel zvukové pohltivosti
δ	[rad]	Fázový posun
ε	[-]	Poměrná deformace
ε	[-]	Činitel přeměny
ε_0	[-]	Amplituda poměrné deformace
η	[-]	Činitel vnitřního tlumení
λ	[m]	Vlnová délka
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota prostředí
σ	[Pa]	Napětí
σ_0	[Pa]	Amplituda napětí
τ	[-]	Činitel pružvučnosti

φ_0	[-]	Počáteční fázový úhel
Ω	[rad.s ⁻¹]	Rezonanční frekvence tlumeného vynuceného kmitání
ω	[rad.s ⁻¹]	Úhlová frekvence
Ω_0	[rad.s ⁻¹]	Vlastní úhlová frekvence netlumeného kmitání