



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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH MODERNÍHO TĚLA REPRODUKTORU S VYUŽITÍM NOVÝCH TECHNOLOGIÍ

DESIGN OF MODERN SPEAKER BODY WITH USAGE OF NEW TECHNOLOGY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Kůst

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2020

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Martin Kúst
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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:

Konstrukční návrh moderního těla reproduktoru s využitím nových technologií

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době se neustále zvyšují nároky uživatelů zvukových systémů nejen na kvalitu, ale i moderní vzhled. Při výrobě se tak využívají moderní technologie, které významně rozšiřují možnosti. Současně je také možné využít numerické simulace pro získání optimálních vlastností.

Cíle diplomové práce:

- Provedení rešerše relevantní literatury.
- Provedení modální analýzy těla reproduktoru.
- Zjištění mechanických vlastností na základě modální analýzy.
- Provedení výpočtové a experimentální harmonické analýzy.
- Návrh/optimalizace designu těla reproduktoru na základě nových poznatků.

Seznam doporučené literatury:

- MIŠUN, V. Vibrace a hluk. 1. vyd. Brno: FSI VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. 177s. ISBN 80-21-1262-3.
- SMETANA, C. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998, 250 s. ISBN 8090193625.
- LEISSA, A. W. Vibration of plates. Washington: Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration, 1993, 353 p.
- BLEVINS, R. D. Formulas for natural frequency and mode shape. New York: Van Nostrand Reinhold Co, 1979, 492 p. ISBN 0442207107.

BIES, D. A. a C. H. HANSEN. Engineering noise control: Theory and Practice. 3rd edition. New York: Spon Press, 2003, 748 s. ISBN 0-415-26714-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá analýzou a konstrukční optimalizací skříně reproduktoru (ozvučnicí), vyráběnou aditivní technologií 3D tisku pískem (3D Sand Printing). Úvodní část je věnovaná teorii, jak v oblasti hluku, vibrací a způsobu jejich výpočtů, tak teorii reproduktorů a jejich soustav. Je provedena numerická i experimentální modální analýza, jejichž porovnáním jsou zjištěny mechanické vlastnosti nového materiálu, včetně materiálového tlumení. Na to navazuje experimentální a numerická harmonická analýza, s výstupem v podobě numerického modelu popisujícího chování struktury při jejím buzení. Data jsou porovnána s modální analýzou vnitřního akustického prostoru a jsou určeny kritické tvary a jejich frekvence. V závěru práce jsou navrženy konstrukční úpravy zvyšující tuhost ozvučnic, jejichž vliv je vyhodnocován na vytvořených numerických modelech.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vibrace, hluk, MKP, numerické modely, modální analýza, harmonická analýza, akustika, zvuk, reproduktory, audiosystém, aditivní technologie

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the analysis and design optimization of a speaker cabinet (enclosure) produced by the additive technology of 3D sand printing. The introductory part is devoted to the theory, both in the field of noise, vibration and the method of their calculations, as well as the theory of speakers and their systems. Numerical and experimental modal analysis is performed, which were compared to determine the mechanical properties of the new material, including material damping. This is followed by experimental and numerical harmonic analysis, with output in the form of a numerical model describing the behaviour of the structure during its excitation. The data are compared with a modal analysis of the internal acoustic space and the critical shapes and their frequencies are determined. At the end of the work, construction modifications are proposed to increase the rigidity of enclosures, the influence of which is evaluated on the created numerical models.

KEYWORDS

Vibration, noise, FEM, numerical models, modal analysis, harmonic analysis, acoustics, sound, speakers, audio system, additive technology

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŮST, Martin. Konstrukční návrh moderního těla reproduktoru s využitím nových technologií. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129570>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 77 s. Vedoucí práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 6. září 2020

.....

Martin Kůst

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Kamilu Řehákovi Ph.D., zejména za pomoc s administrativními úkony v začátcích. Za asistenci při experimentech a poskytnutí cenných rad bych chtěl poděkovat také jeho kolegům, zejména pak Ing. Aleši Prokopovi Ph.D. V neposlední řadě děkuji rodině a blízkým za vytrvalou podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Přehled současného stavu poznání.....	11
1.1 Vibrace a hluk	11
1.1.1 Modální analýza	11
1.1.2 Modely vnitřního tlumení	14
1.1.3 Harmonická analýza	16
1.1.4 Interakce struktura – fluid.....	17
1.1.5 Měřicí vybavení.....	18
1.1.6 Zvuk a akustika.....	22
1.2 Reprodukory a jejich soustavy.....	24
1.2.1 Historie a vývoj reproduktorů.....	24
1.2.2 Komponenty reproduktorových soustav a jejich funkce	25
1.2.3 Skříňe reproduktorových soustav - ozvučnice	27
1.2.4 Požadavky na reproduktory	32
1.3 Přehled metod publikovaných v literatuře	32
2 Popis zkoumaného objektu	34
2.1 IONIC SOUND SYSTEM.....	34
2.1.1 Satelity	35
2.1.2 Subwoofer.....	36
2.2 Technologie výroby ozvučnic.....	37
2.3 SPL charakteristika od Hi-Fi Voice	38
3 Vymezení cíle práce a návrh způsobu jejího řešení.....	40
4 Metody a postupy práce	41
4.1 Ověření geometrie.....	41
4.2 Modální analýza ozvučnic	42
4.2.1 Numerická simulace	43
4.2.2 Experiment	46
4.3 Zjištění mechanických vlastností materiálu.....	47
4.4 Harmonická analýza	50
4.4.1 Experiment	50
4.4.2 Numerická simulace	53
4.5 Výpočtová modální analýza vnitřního objemu vzduchu	58
4.6 Analýza kritických lokací, vlastních tvarů a frekvencí.....	59
4.7 Konstrukční návrh optimalizace ozvučnic.....	61
4.7.1 Konstrukční úpravy satelitu.....	62
4.7.2 Konstrukční úpravy subwooferu	65
Závěr	68
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	75
Seznam příloh	77

ÚVOD

Vibrace a hluk jsou v technické praxi většinou nežádoucí jevy, ať už jde o hluk v obytných zónách, dopravních prostředcích nebo o požadavek na snížení vibrací s cílem zamezit mechanickému, resp. únavovému poškození součástí. Lze však najít oblasti, kde jsou vibrace a jimi způsobovaný zvuk žádoucí, což jsou například reproduktory. I v tomto případě se ale bavíme pouze o kmitání membrány reproduktoru, zatímco kmitání ozvučnice (skříně reproduktoru) je opět nežádoucím jevem.

Vývoj reproduktorových soustav a systémů v sobě kromě vibrací a hluku zahrnuje i oblast elektrotechniky, která hrála dominantní roli zejména v začátcích, kdy Graham Bell roku 1867 vynalezl telefon, resp. elektromagnetický akustický měnič. Až o necelých sto let později se objevují teorie popisující chování zvuku při umístění reproduktoru do uzavřené ozvučnice, která pozitivně ovlivňuje výsledný zvuk, a to jednak svým vnitřním objemem, zesilujícím nižší frekvence, a jednak izolováním zadní zvukové vlny od přední.

Tato práce se zabývá ozvučnicemi z pohledu hluku a vibrací, které jsou do dnešní doby vyráběné převážně z desek na bázi dřeva, zejména kvůli výhodnému poměru hmotnosti ku pevnosti a dobrému materiálovému tlumení. Výsledkem jsou však často nevzhledné hranaté skříně, které nejsou ideální ani z pohledu funkčnosti, neboť velké rovné plochy tvořené jednotlivými deskami jsou náchylné k vibracím, což je nežádoucí.

Oproti tomu společnost Deeptime přichází s novou technologií výroby ozvučnic, založenou na principu 3D tisku, a spolu s tím i s novým materiálem na bázi písku, jehož vlastnosti se zdají být pro aplikaci v akustice více než vhodné. Aditivní technologie výroby v oblasti reprosoustav otevírá nové možnosti tvarové optimalizace a nevšedního designu.

Tato práce je zaměřena na nalezení mechanických vlastností zatím poměrně neznámého materiálu pomocí výpočtové a experimentální modální analýzy. Takto získaná data lze uplatnit jak při dalším vývoji reproduktorového systému, tak v dalších potenciálních aplikacích zkoumaného materiálu. Modální analýza je dále rozšířena o analýzu harmonickou a na jejich základě je provedena tvarová optimalizace s cílem zvýšení tuhosti ozvučnic a omezení negativního vlivu jejich vibrací na výslednou kvalitu zvuku.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Pro úspěšné řešení problému je nutné znát základní metody zkoumání vibrací a hluku, zejména modální a harmonickou analýzu, a to jak výpočtové modely, tak experimentální postupy, v rámci kterých je popsáno i měřicí zařízení. V kapitole vibrací a hluku jsou shrnuty základy akustiky, na které navazuje druhá část přehledu současného stavu poznání, tvořená teorií reproduktorů a jejich soustav. Třetí a poslední podkapitola shrnuje doposud publikované metody snižování vibrací v kontextu jak vibrací a hluku, tak teorie reproduktorů samotných.

1.1 VIBRACE A HLUK

1.1.1 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je často prvním a nejjednodušším experimentem popisujícím dynamické vlastnosti těles a konstrukcí, konkrétně jejich kmitavých vlastností. Využívá k tomu možnosti rozložení těchto mnohdy složitých kmitavých tvarů na dílčí (modální) tvary. Výstupem je informace o vlastních frekvencích, s nimi spojenými tvary kmitání a o vlastním tlumení.

Modální analýza může mimo jiné sloužit k řešení těchto technických problémů [1]:

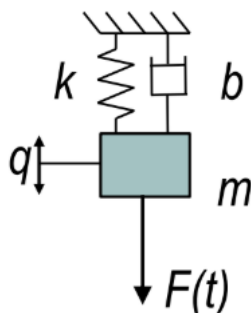
- Na základě určení vlastních frekvencí soustavy můžeme přizpůsobit provozní otáčky (budící frekvenci), a tím se vyhnout rezonanci, která by způsobovala nadměrné zatěžování systému.
- Pomocí známých tvarů vlastních kmitů určovat původ a frekvenci budících účinků.
- Ověřovat správnost diskretizovaných matematických modelů a přizpůsobovat je experimentálně změřeným datům.
- Provádět tvarové modifikace s cílem zvýšení tuhosti konstrukce nebo její přeladění mimo provozní frekvence.

ANALYTICKÝ PŘÍSTUP

Analytickým přístupem můžeme řešit nejjednodušší systémy a technické problémy. V praxi se jedná převážně o tyče a desky. Zároveň nám však může pomoci porozumět a získat představu o chování např. uložení motoru nebo kabiny, popřípadě kmitání rámu.[2]

Systém s jedním stupněm volnosti (SDOF) je nejjednodušší systém, kterým lze v praxi popsat jen minimum reálných systémů. Zároveň ale každý složitější systém s více stupni volnosti (MDOF) může být vyjádřen jako lineární superpozice vícero SDOF charakteristik.

Systém je znázorněn na obrázku 1 a popsán pohybovou rovnicí (1).



Obr. 1 Schematické znázornění systému s jedním stupněm volnosti [3]

$$mx'' + bx' + kx = F(t) \quad (1)$$

kde m je hmotnost, b je tlumení, k je tuhost, x je zobecněná výchylka a $F(t)$ je zobecněná budící síla.

Uvažujeme-li volné tlumené kmitání, rovnice je zapsána bez budící síly $F(t)$, resp. $F(t)$ je 0. Předpokládané řešení rovnice je potom:

$$q_i = \lambda t \quad (2)$$

kde λ je charakteristický kořen diferenciální rovnice 2. řádu.

Charakteristická rovnice má tvar:

$$m\lambda^2 + b\lambda + k = 0 \quad (3)$$

a řešení má tvar:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4mk}}{2m} \quad (4)$$

Řešení v podobě $\lambda = \lambda_R + i\lambda_I$ má reálnou složku, která udává tlumení a imaginární složku, která udává vlastní frekvenci. Pokud je reálná část řešení záporná, soustava kmitá s frekvencí stejnou jako je vlastní frekvence tlumené soustavy a amplituda se postupně snižuje. Jedná se tedy o stabilní kmitání. V případě, že je reálná část řešení kladná, systém opět kmitá se stejnou frekvencí jako je frekvence tlumené soustavy, ale s postupně narůstající amplitudou. Jedná se tedy o nestabilní kmitání. [3]

V případě modální analýzy uvažujeme netlumený systém s jedním stupněm volnosti, parametr tlumení se v rovnici ani v řešení neobjevuje a dostáváme pouze imaginární složku řešení, tedy pouze vlastní frekvenci. Obecný vztah pro vlastní frekvenci netlumeného kmitání je:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

kde k je tuhost soustavy a m je její hmotnost.

Ze vztahu tedy vyplývá, že snížením tuhosti soustavy snižujeme i její vlastní frekvenci, což může být případ odlehčování konstrukcí nebo víka převodovky tak jako v práci [7]. Zároveň ale dochází ke změně hmotnosti, která má také vliv na vlastní frekvenci. V praxi má větší vliv změna tuhosti soustavy v důsledku konstrukční úpravy než změna hmotnosti s konstrukční úpravou spojená, ale nemusí to být pravidlem. [7]

DETERMINISTICKÝ MODEL MKP

V případě soustavy s více stupni volnosti (MDOF) lze pohybovou rovnici přepsat do maticového tvaru:

$$\mathbf{M}q'' + \mathbf{B}q' + \mathbf{K}q = f \quad (6)$$

kde \mathbf{M} je matice hmotnosti, \mathbf{B} je matice tlumení a \mathbf{K} je matice tuhosti. Vektor zobecněných souřadnic je označen q a vektor zobecněného zatížení jako f .

Pro případ modální analýzy se opět jedná o volné netlumené kmitání a pohybová rovnice má tedy tvar:

$$\mathbf{M}q'' + \mathbf{K}q = 0 \quad (7)$$

Tímto způsobem jsou popsány diskrétní modely MKP, které popisují složité struktury za pomoci konečného počtu definovaných prvků. Vyznačují se velkým počtem diferenciálních rovnic, které je možné řešit za pomoci výpočetní techniky s vhodným softwarem.[2] [3]

Postup při tvorbě modelu MKP pro modální analýzu může být podle [6] následující:

- Vytvoření nebo získání zkoumané geometrie a její import do MKP prostředí.
- Definice materiálových vlastností (měrná hustota materiálu, Poissonova konstanta, Youngův modul pružnosti).
- Definice okrajových podmínek modelu (vazby).
- Vytvoření sítě konečných prvků vhodného typu a s vhodnou velikostí prvků.
- Výběr a nastavení vhodného řešícího algoritmu (solver), včetně frekvenčního rozsahu řešení a počtu požadovaných vlastních kmitů struktury.
- Exportování výsledků v podobě hledaných modálních parametrů struktury.

Proces metody MKP je detailně popsán v mnoha publikacích [8].

Výstupem modální analýzy řešené metodou MKP je informace o všech potenciálních vlastních tvarech kmitání a frekvenčních složkách. Vzhledem k tomu, že při vyšších frekvencích spektrum vlastních frekvencí "houstne", je účelné řešit pouze několik nízkých rezonančních tvarů kmitů (do 2500 Hz) [2]. Tyto tvary zároveň vykazují největší odezvy při rovněž nízkých budících frekvencích. U vyšších frekvencí klesá přesnost výpočtů a zároveň roste jeho časová náročnost.[2][7]

EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA

I přes velký pokrok ve výpočtovém modelování a simulacích je experimentální modální zkouška důležitým prvkem celkové modální analýzy. Jednak tím můžeme ověřit získané analytické výsledky a numerické simulace, popřípadě je upřesnit, ale někdy předchází matematické modely ani neexistují. V takovém případě jsou tvořeny právě až na základě dat získaných experimentálně.[6]

Princip experimentální modální analýzy spočívá v buzení systému známým signálem a sledováním jeho odezvy. Výsledkem je frekvenční přenosová funkce (FRF - Frequency response function) vyjádřená podle [6] jako:

$$H(\omega) = \frac{\text{výstup}}{\text{vstup}} = \frac{\text{pohyb}}{\text{síla}} = \frac{\text{odezva}}{\text{buzení}} \quad (8)$$

V závislosti na sledovaném parametru lze matici FRF rozdělit na tři základní typy podle toho, jestli se jedná o sledování výchylky, rychlosti, nebo zrychlení. Příklad definice jednoho prvku

matice při sledování výchylky představující harmonickou odezvu v místě x_j a budicí sílu v jiném místě F_k je vztah [6]:

$$a_{jk}(\omega) = \frac{x_j}{F_k} = \frac{\text{pohyb}}{\text{síla}} = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_j^r \cdot \Phi_k^r}{\lambda_r^2 - \omega^2} \quad (9)$$

kde λ_r je vlastní číslo r -tého módu, Φ_j^r je j -tý prvek r -tého vektoru vlastních tvarů a N je počet módů.

Předpokladem při provádění experimentální modální analýzy je linearita soustavy, která v sobě zahrnuje tyto principy [1]:

- Superpozice – naměřené hodnoty matice $\mathbf{H}(\omega)$ nezávisí na typu buzení a lze je vzájemně zaměňovat.
- Homogenita – nezáleží na velikosti amplitudy budicího signálu.
- Reciprocita – předpokládá existenci symetrie, tedy že je možné zaměnit místo buzení s místem odezvy při zachování stejného výsledku.

Pro zhodnocení linearity systému v daném frekvenčním oboru se během měření sleduje parametr koherence, který by měl v ideálním případě dosahovat hodnoty 1 (absence šumu), v opačném případě se blíží k hodnotě 0.[1]

Z výše popsaného vyplývá, že modální zkoušku můžeme provádět buď buzením struktury v jednom bodě a měřením odezvy v mnoha dalších předem definovaných bodech. V takovém případě získáme hodnoty jednoho sloupce matice FRF. Nebo můžeme budit strukturu ve všech bodech a hodnoty odezvy odečítat jen v jednom místě. V takovém případě dostáváme hodnoty jednoho řádku matice FRF.[1][6]

Praktický postup při provádění experimentální modální analýzy je popsán v [6]:

- Vytvoření sítě bodů, ve kterých budeme provádět měření/buzení.
- Určení bodu(ů) měření a buzení.
- Uchycení měřeného tělesa.
- Výběr způsobu buzení a způsobu měření (snímačů).
- Kalibrace a nastavení snímačů a analyzátorů.
- Postupné buzení a snímání odezvy ve zvolených bodech a záznam dat.

1.1.2 MODELÝ VNITŘNÍHO TLUMENÍ

Dynamické vlastnosti těles jsou určeny třemi parametry. Kromě vlastních frekvencí a tvarů jejich kmitů je to právě vlastní (modální/vnitřní) tlumení, které se projevuje následovně [2]:

- Postupným zanikáním volných kmitů.
- Zmenšením kmitající plochy zkoumaného tělesa.
- Snížením amplitud v rezonanci.
- Snížením hluku emitovaného strukturou.
- Zvýšením teploty zkoumaného tělesa.[3]

Tlumení materiálů se velmi liší a zároveň se může lišit i pro různé rezonanční módy. V porovnání s jinými druhy tlumení, jako je například vnější Coulombovo tlumení, je vnitřní tlumení velmi malé a zároveň obtížně měřitelné, respektive odhadnutelné.[2][3]

POMĚRNÉ TLUMENÍ

Poměrné tlumení je definováno jako tlumení, při kterém se vychýlená soustava vrací do původní polohy nejrychlejším možným způsobem, přičemž nedochází k oscilacím. Jedná se o nejjednodušší způsob modelu tlumení, který je podle [15] definován jako:

$$b_{\xi} = \xi \cdot b_{krit} = \xi \cdot \sqrt{4km} \quad (10)$$

kde ξ je součinitel tlumení, b_{krit} je kritické tlumení.

Z toho také vyplývá, že vlastní frekvence kriticky tlumeného kmitání se rovná nule.

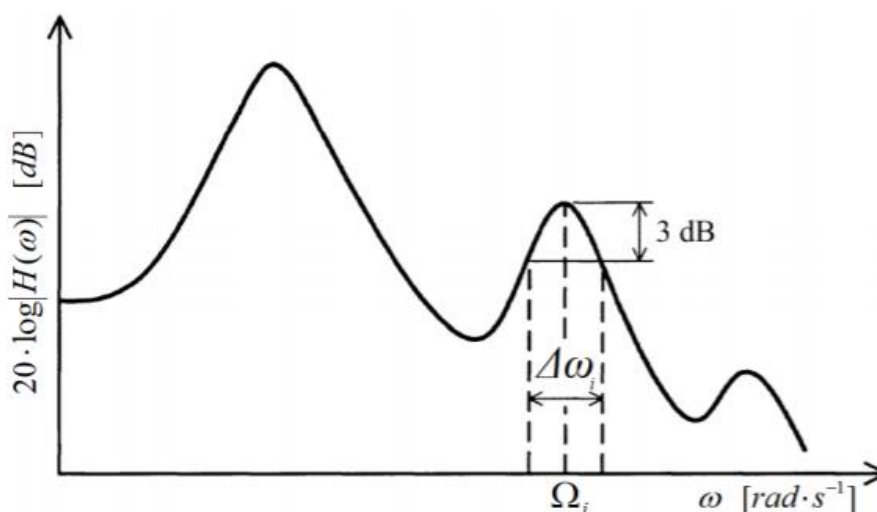
Součinitel tlumení ξ u ocelových konstrukcí nabývá hodnot mezi 0,001 až 0,005 a v praxi bývá často vyjadřován procenty. Stanovuje se pro každý vlastní mód zvlášť několika možnými způsoby, z nichž [2] uvádí:

- Metoda volných tlumených kmitů.
- Metoda modální šířky pásma.
- Metoda výkonové bilance.

Metoda šířky pásma, nebo též metoda postranních frekvencí, spočívá v poměru mezi šířkou pásma, ve kterém amplituda ve frekvenční doméně klesne na $\frac{1}{\sqrt{2}}$ násobek maximální hodnoty, a vlastní frekvence. Pokud máme funkci odvozenou v decibelech, odpovídá hodnota poklesu o 3 dB (viz. Obr. 2). Definice podle [15] pro i -tý mód je:

$$\xi_i = \frac{1}{2} \frac{\Delta\omega_i}{\Omega_i} \quad (11)$$

kde ω je frekvence a Ω je rezonanční frekvence daného módu.



Obr. 2 Určení poměrného tlumení metodou šířky pásma [15]

Získané hodnoty součinitele poměrného tlumení mohou být použity pro harmonickou analýzu, ale s vědomím toho, že jsou relevantní jen pro nižší hodnoty ($\xi < 0,05$). [15]

PROPORCIONÁLNÍ TLUMENÍ

Poměrné tlumení naráží na své limity v případech, kdy chceme dále analyzovat strukturu i mimo rozsah předchozího měření. V takovém případě už nelze předpokládat lineární chování tlumení, tak jako u většiny metod. Navíc se uvádí, že tlumení roste v závislosti na velikosti amplitudy (kromě extrémně nízkých frekvencí), což je zdrojem další chyby. Jednou z přesnějších metod určení tlumení je použití proporcionálního viskózního modelu (Rayleighovo tlumení), který je podle [15] definován takto:

$$C = c_1 K + c_2 M \quad (12)$$

kde c_1 je konstanta ovlivněná konstrukcí systému a c_2 je konstanta ovlivněná materiálem.

Hodnoty konstant c_1 a c_2 získáme využitím dvou tlumících poměrů různých vlastních frekvencí naměřených při experimentální modální analýze podle vzorce (11) z předchozí kapitoly.[15]

$$\xi_i = \frac{c_1 \omega_i}{2} + \frac{c_2}{2\omega_i} \quad (13)$$

Tento model tlumení může být využit nejen v modální analýze, ale také v pokročilejší harmonické analýze a transientních úlohách.

1.1.3 HARMONICKÁ ANALÝZA

Zatímco výstupem modální analýzy je pouze identifikace potenciálně problémových míst z hlediska dynamiky struktury, harmonická analýza poskytuje kvantifikované informace o daných parametrech (výchylka, rychlost, zrychlení), na základě kterých je možné jednotlivé stavy vzájemně porovnávat.[3][15]

Oproti modální analýze vstupuje do pohybové rovnice matice tlumení \mathbf{B} a matice budící síly \mathbf{F} . Pohybová rovnice je tedy v celém tvaru [3]:

$$\mathbf{M}\mathbf{x}'' + \mathbf{B}\mathbf{x}' + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (14)$$

kde \mathbf{F} je matice budící síly a \mathbf{x} je vektor souřadnic.

Vytvoření výpočtového modelu pro harmonickou analýzu je v podstatě stejné, jako pro modální analýzu v předchozí kapitole, až na několik důležitých kroků [10]:

- Zavazbení struktury a definování silových účinků.
- Nastavení modelu tlumení a zanesení jeho parametrů.
- Zvolení měřené veličiny a místa jejího sledování.
- Volba výpočtového přístupu a zvolení si sledovaného frekvenčního rozsahu.

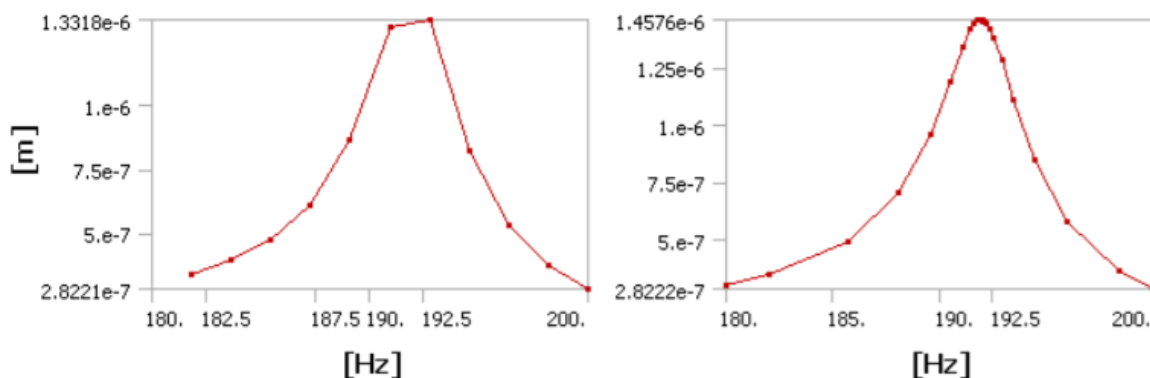
Lze volit mezi dvěma možnými výpočtovými přístupy [10]:

- Metoda modální superpozice.
- Plná metoda.

METODA MODÁLNÍ SUPERPOZICE

Při této metodě je výsledná odezva systému určena superpozicí vlastních tvarů na základě předchozí modální analýzy. Jedná se o výpočtově rychlejší metodu, která je pro poměrně široké frekvenční pásmo, při zvolení vhodných vlastních módů, přesnější než jiné varianty.

Přesnost lze dále zvýšit funkcí “cluster”, která v místech rezonance zvyšuje počet měřených frekvenčních bodů a tím eliminuje riziko přeskocení maximální naměřené hodnoty amplitudy.



Obr. 3 Ukázka rozložení bodů při využití "clusteru" (vpravo) a bez jeho využití (vlevo) [4]

Pro tuto metodu se využívá poměrného tlumení, což znamená, že pro každý mód je hodnota tlumení stanovena samostatně. To na jednu stranu zvyšuje přesnost měření ve zkoumaném frekvenčním rozsahu, ale na druhou stranu omezuje frekvenční rozsah na experimentálně naměřená data.[4]

PLNÁ METODA

Při plné metodě je nutné řešit výpočet pro každou frekvenci zvlášť s předem definovaným frekvenčním krokem. To logicky výrazně zvyšuje výpočetní čas a zároveň eliminuje možnost využití metody cluster. Dále při této metodě není možné využít poměrného modelu tlumení, a proto se využívá proporcionalního modelu. Výhodou této metody je získání odezvy ve všech bodech zkoumané struktury.[7]

Závěrem lze k harmonické analýze konstatovat, že se jedná o rozšíření modální analýzy, jejíž cílem je kvantifikování ustálených odezev na harmonické buzení, zejména ve frekvenční doméně.

1.1.4 INTERAKCE STRUKTURA – FLUID

Interakce struktury s akustickým prostorem (FSI – Fluid – Structure Interaction) je případ, při kterém uvažujeme tekutinu, resp. akustický prostor ovlivňující chování struktury a naopak.

Proudící tekutina okolo mechanické struktury v ní vyvolává napětí a deformace. V případě malých deformací s malou časovou změnou lze uvažovat, že struktura nemá vliv na chování akustického prostoru. Takovému spojení se říká slabé. Oproti tomu, pokud tekutina vyvolává velké deformace, popřípadě jejich rychlou časovou změnu, tento pohyb struktury zpětně ovlivňuje chování akustického prostoru a takové spojení se nazývá silné.[2][57]

Pracujeme-li s tlakovými změnami vzduchu (tlakové vlny), více než s prouděním kapaliny, mluvíme o akusticko-strukturální interakci [57]. Jedná se například o situaci, kdy reproduktor vytváří tlakové vlny uvnitř ozvučnice, které dopadají na její stěny a vyvolávají chvění struktury, které se přenáší na vnější stranu ozvučnice, kde opět rozkmitává vnější akustický prostor. Z výpočtového pohledu se jedná o spojení pohybové rovnice struktury a pohybové rovnice akustického prostoru [2]:

$$\begin{bmatrix} M_S & 0 \\ \rho_F R^T & M_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_S & 0 \\ 0 & B_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_S & -R \\ 0 & K_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_S \\ F_F \end{Bmatrix} \quad (15)$$

kde index S je pro strukturu a index F pro akustický prostor. R je člen spojující tato dvě prostředí a ρ_F je hustota akustického prostředí.

V této práci je za fluid – tekutinu považován vzduch, jakožto neviskózní, nerotující fluidní prostředí s proměnnými tlaky. Dále jsou použity následující předpoklady [2]:

- Pohyby částic jsou natolik malé, že jejich rychlost lze získat první derivací změny jejich polohy v uzlových bodech.
- nepředpokládá se proudění vzduchu, tudíž i jeho hybnost lze zanedbat.
- Prostředí je považováno za homogenní a závislost hustoty na tlaku je lokálně lineární.

Při modelování akustického prostoru metodou konečných prvků, která je vhodná zejména pro vnitřní prostory, dutiny a kabiny vozů, je nutno vycházet z podmínky pokrytí akustické vlny alespoň šesti elementy [2]. V praxi to tedy znamená, že velikost elementů je primárně určena zkoumanou frekvencí a lze ji ověřit vztahem [2]:

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f} \quad (16)$$

kde λ je délka akustické vlny, c je rychlost šíření vlnění a f je frekvence.

1.1.5 MĚŘICÍ VYBAVENÍ

BEZDOZVUKOVÁ KOMORA

Jak pro měření vlastností reproduktorů, tak pro měření vibrací a hluku obecně, včetně modálních analýz, je vhodné nacházet se ve volném zvukovém poli. To znamená v prostředí, ve kterém nedochází k žádným odrazům od okolních objektů a zároveň není ovlivňováno vnějším prostředím. Volné zvukové pole je ideální prostředí, které se v praxi nahrazuje bezdozvukovou (anechoickou) komorou. Taková komora je od okolního hluku izolována silnými stěnami a stropem z těžkých cihel a betonu. Zároveň je celá vnitřní komora uložena na pružných elementech, aby se zabránilo šíření hluku strukturou. Přístup je zajištěn těžkými dveřmi s gumovým těsněním pro zamezení šíření hluku vzduchem. Interiér je opatřen vysoce pohltivými materiály (minerální vlna, skelná vata), které jsou tvarovány do dlouhých jehlanů a tím je zvýšena celková plocha stěn. Díky tomu je od určité frekvence zamezeno odrazu zvukového vlnění.[9]

Bezdozvuková komora na VUT splňuje normu ČSN EN ISO 3745, která uvádí rozsah od 100 Hz, což odpovídá vlnové délce 3,4 m.

BUDIČE

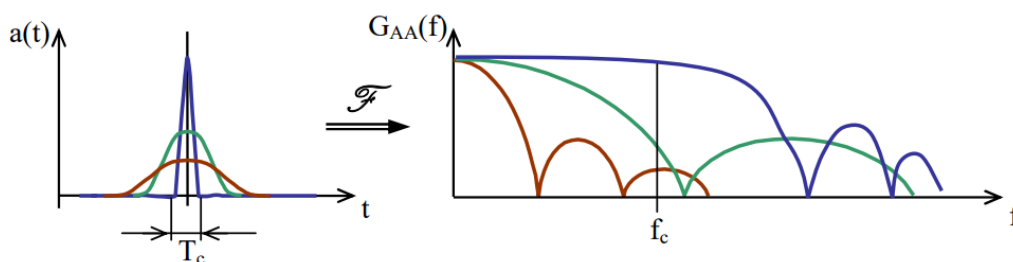
Modální kladívko, neboli rázové kladívko, slouží k vybuzení struktury bez potřeby dalších nástrojů či úprav. Patří díky tomu k nejjednoduššímu způsobu buzení, které lze provádět i v provozních podmínkách.

Tak jak je znázorněno na obrázku 4, skládá se z hlavy, snímače síly, hrotu a rukojeti. Uživatel může dle požadovaného frekvenčního rozsahu buzení měnit hlavu kladívka o různých hmotnostech a hrot kladívka o různých tuhostech, což má přímý vliv na dobu trvání pulsu a tím pádem na vybuzený frekvenční rozsah, jak ukazuje obrázek 5.



Obr. 4 Ukázka modálního kladívka [5]

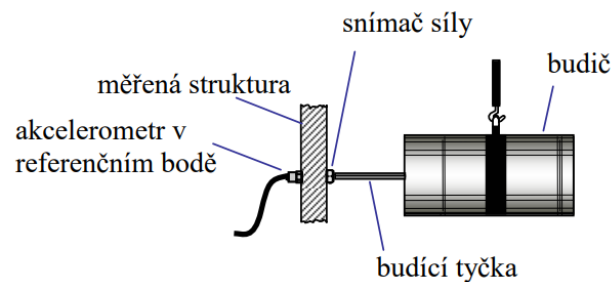
Nevýhodou modálního kladívka je vysoký „crest factor“ (poměr maximální ku efektivní hodnotě signálu), a v jeho důsledku může dojít k vybuzení nelineárního chování struktury nebo ještě hůře k trvalému poškození. Pro zpřesnění měření a eliminaci některých nevýhod je možné provést několik rázů po sobě, čímž je struktuře dodána větší energie při zachování nízkého crest faktoru. Tento způsob se nazývá náhodné rázové buzení a je vhodný především pro měření nižších frekvencí.[1][6]



Obr. 5 Znázornění silového impulsu a jeho spektra [5]

Elektrodynamický budič je nejčastěji používaný nástroj k buzení struktur, který funguje na principu elektromagnetického pole vytvořeného průchodem proudu, cívkou spojenou s budicí částí a strukturou samotnou. Díky tomuto způsobu buzení můžeme měnit frekvenci buzení nezávisle na amplitudě, což je výhodné zejména v oblasti rezonance struktury. Je důležité si uvědomit, že budicí signál není možné odečíst z proudu a napětí, protože by se do měření promítl celý systém budiče, včetně jeho pohonu. Proto je třeba umístit siloměr co nejbliže

buzené struktury (viz. Obr. 6), podobně jako je tomu u rázového kladívka, a signál síly odečítat od něho.[6]



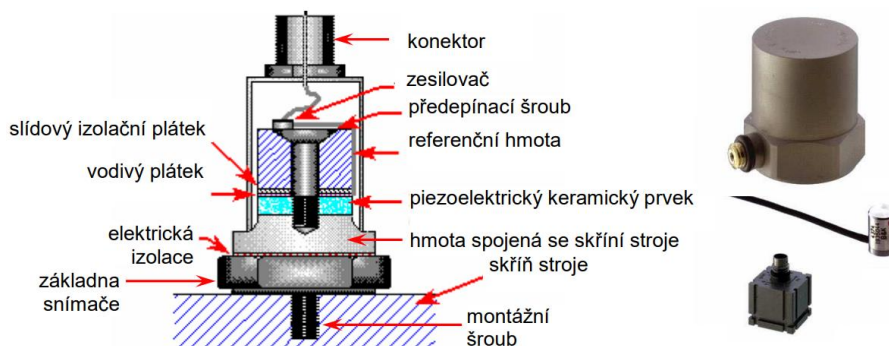
Obr. 6 Schéma buzení struktury budičem a umístění snímače síly [5]

Abychom se co nejvíce přiblížili matematickému modelu, je nezbytné, strukturu budit pouze jednou jedinou silou. V případě, že bychom budič ke struktuře připojili špatným způsobem, budou buzeny i jiné síly a momenty. Tomuto se lze vyhnout použitím budicí tyčky, která je tuhá ve směru požadované síly, ale naopak poddajná v ostatních směrech a ohybech.[6]

A nakonec i uložení budiče a struktury hraje při měření nemalou roli. Budeme-li vycházet z toho, že pro simulaci volného tělesa v matematickém modelu chceme i experimentálně měřenou strukturu uložit volně, zbývá nám uložení samotného budiče, které může být buď pevné, nebo volné. V případě pevného uložení, které je vhodné pro menší objekty, je potřeba vyhnout se rezonanci budiče. Naopak v případě volného zavěšení budiče se projevují jeho reakční síly. Nevýhodou je pokles vyvíjené síly, která ale může být kompenzována zvýšením hmotnosti budiče.[6]

SNÍMAČE

Akcelerometry, neboli snímače zrychlení (viz. Obr 7) patří k základním metodám měření vibrací. Je to zejména díky jejich cenové dostupnosti a možnosti měření už od 0 Hz. Princip fungování spočívá v piezoelektrickém jevu, který vzniká při pohybu destičky z piezoelektrického keramického materiálu, mezi dvěma hmotami. Jedna je pevně spojena s akcelerometrem a potažmo měřenou strukturou a druhá hmota je uložena volně a přitlačována předpínacím šroubem, fungujícím jako pružina o vysoké tuhosti. Při kmitání struktury zároveň dochází ke kmitání hmoty pevně spojené s akcelerometrem, ale druhá hmota zůstává vlivem setrvačnosti v klidu. Tímto vzniká elektrický náboj, který je přímo úměrný absolutnímu zrychlení měřené struktury. Hodnoty rychlostí a výchylky lze získat integrací zrychlení.[10]



Obr. 7 Princip fungování snímače zrychlení [10]

Velký vliv na kvalitu měření má způsob upevnění snímače. Mezi možné způsoby patří [10][11]:

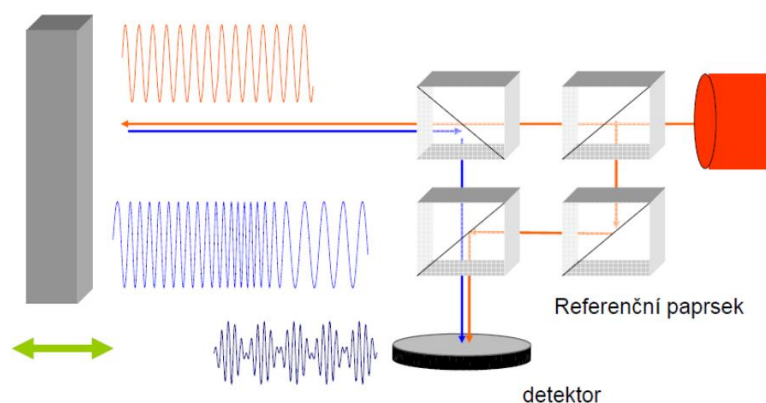
- Šroubový spoj, který se řadí mezi nejspolehlivější metody a nemá vliv na použitelný frekvenční rozsah. Je možné měřit frekvence až do 30 kHz. Avšak pouze v minimálním množství případů má měřená konstrukce závit právě v místě požadovaného měření.
- Vhodné lepidlo taktéž zachovává frekvenční rozsah, ale jeho nevýhodou může být trvalé poškození povrchu (zejména vizuální) měřeného tělesa.
- Magnety představují rychlý a pohodlný způsob připevnění, ovšem s použitelností frekvencí do 1,5 - 2 kHz.
- Včelí vosk je velmi často používaným způsobem připevnění v laboratorních podmínkách. Frekvenční rozsah omezuje jen částečně – umožňuje měření do 20 kHz a nepoškozuje povrch tělesa. Jeho omezení spočívá v teplotě, která by neměla přesáhnout 40°C.

Nevýhodou akcelerometrů je fakt, že při upevnění na měřenou strukturu mění její hmotnost a tím může dojít k “přeladění” struktury. Doporučuje se, aby hmotnost měřené vibrující části byla alespoň 10x vyšší než hmotnost akcelerometru. Tento problém řeší optické metody měření vibrací.[11]

Laserový vibrometr funguje na principu Dopplerova jevu, který způsobuje změnu frekvence signálu při odrazu od pohybujícího se objektu. V případě zvuku se jedná o zvukový signál, v případě laserových vibrometrů se jedná o světelný signál generovaný laserem. Tak jak je znázorněno na obrázku 8, laser vyšle paprsek k měřenému objektu, který je rozdělen na referenční část, která putuje přímo k detektoru a na část, která se nejprve odrazí od měřené struktury a až následně se potkává s referenčním paprskem. Detektor vyhodnotí rozdíl mezi těmito signály a na tomto základu je vyhodnocena rychlost měřeného objektu.[13]

Pro zvětšení rozdílu mezi frekvencemi odraženého a referenčního paprsku se využívá interference světla. Pokud do vyhodnocovacího interferometru přidáme Braggovu mřížku, měnící vlastnosti procházejícího světla, vytvoříme tím tzv. offset, který nám umožní zaznamenávat i směr pohybu vibrací, a nejen jejich rychlost.

Frekvenční rozsah se pohybuje od 0 do 30 MHz a můžeme měřit výchylky od 2pm. Nespornou výhodou je bezkontaktnost měření, čímž nedochází k ovlivňování struktury.[12][13]



Obr. 8 Princip měření laserovým vibrometrem [12]

Akustická kamera je zařízení, které pomocí mnoha mikrofonů rozmístěných v předem známých pozicích tzv. mikrofonní pole, identifikuje zdroje zvuku a pomocí kamery je graficky zobrazí v reálném čase. Dle potřeby lze využít několik možných uspořádání mikrofonů.[14]

1.1.6 ZVUK A AKUSTIKA

Zvukové vlnění spadá do kategorie mechanického kmitání a vlnění, a o zvuku samotném se bavíme v případě, kdy se frekvence pohybují v rozsahu slyšitelnosti lidským uchem. Obor zabývající se zvukem, jeho šířením a vnímáním lidskými smysly se nazývá akustika.

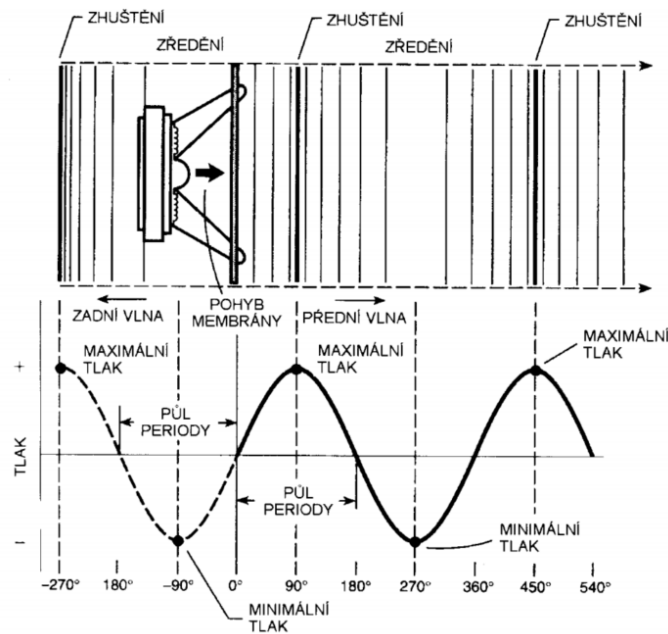
VZNIK A ŠÍŘENÍ ZVUKU

Zdrojem zvuku může být jakékoliv pružné těleso, na které působí síla vyvolávající chvění. Jako příklad lze uvést chvění ladičky, která se úderem rozkmitá předem danou frekvencí a tím vydává zvuk. Modernějším zdrojem zvuku je reproduktor, kde je blána rozkmitávána elektromagnetem. Všechny tyto mechanismy vyvolávají svým pohybem zvukovou vlnu.[19]

Zvuková vlna se může šířit pouze pružným látkovým prostředím, kde se nejčastěji jedná o vzduch, ale stejně tak může jít i o vodu (bazénové reproduktory) nebo kov. Rychlost šíření zvuku ve vzduchu závisí na míře znečištění, vlhkosti a dalších parametrech, z nichž má největší vliv teplota. Ve vzduchu o teplotě $t = 20\text{ °C}$ se uvažuje rychlost šíření zvuku 344 m/s , podle vzorce [18][19]:

$$v = (331,82 + 0,61(t)) \quad (17)[19]$$

Mechanismus a princip šíření zvuku, jakožto podélného kmitání je znázorněn na obrázku 9, kde membrána reproduktoru vyvolává malé změny tlaku ($20\text{ }\mu\text{Pa} - 1\text{ Pa}$), ale dostatečně rychle, aby je bylo lidské ucho schopno zachytit ($20\text{ Hz} - 20\text{ kHz}$). Tím vznikají místa zhuštění a zředění vzduchu – maxima a minima tlaku, která lze v případě harmonického signálu znázornit sinusovou křivkou.[17]



Obr. 9 Znázornění šíření zvuku [17]

Stojaté vlnění vzniká interferencí vlnění přímého a vlnění odraženého při dopadu na překážku. Vyznačuje se body s maximální výchylkou (kmitny) a body s nulovou výchylkou (uzly). Pozice uzlů a kmiten lze určit podle vzorce [19]:

$$\lambda = \frac{c_0}{f} \Rightarrow f = 2^k \frac{340}{l}; k = 1, 2, 3, \dots \quad (18)$$

kde λ je vlnová délka, f je frekvence, c_0 je rychlost šíření zvuku v daném prostředí, l je délková pozice.

Vznik stojatého vlnění v místnosti vede ke vzniku míst s velkou intenzitou zvuku v blízkosti kmiten a naopak s velmi nízkou intenzitou zvuku v okolí uzlů. Tento nežádoucí jev způsobený odrazem zvuku od stěn lze omezit tlumením odrazu v místnosti. Zcela stejným způsobem funguje i odraz uvnitř skříně reproduktoru a opět se eliminuje tlumícím materiálem na stěnách.[17][19]

PARAMETRY ZVUKU A JEHO VNÍMÁNÍ

Jak již bylo řečeno, zvuk se šíří pomocí změny tlaku. Hlavním kvantitativním parametrem je efektivní hodnota akustického tlaku v jednotkách Pa vyjadřující změnu tlaku oproti tlaku atmosférickému.[16]

Akustický výkon je akustická energie přenesená prostředím za jednotku času. U reprosoustavy lze akustický výkon získat vynásobením příkonu, udávaného výrobcem, a účinností.[20] Vztah mezi hodnotou akustického tlaku a akustickým výkonem je [17]:

$$P_a = \frac{S \cdot p^2}{c_0 \cdot \rho} \cos \varphi; [P_a] = W \quad (19)$$

kde S je velikost ozařované plochy, ρ je hustota vzduchu a φ udává fázový posun mezi akustickým tlakem a rychlostí.

Další veličinou pro měření zvuku je intenzita zvuku [19]:

$$I = \frac{P_a}{S}; [I] = W/m^2 \quad (20)$$

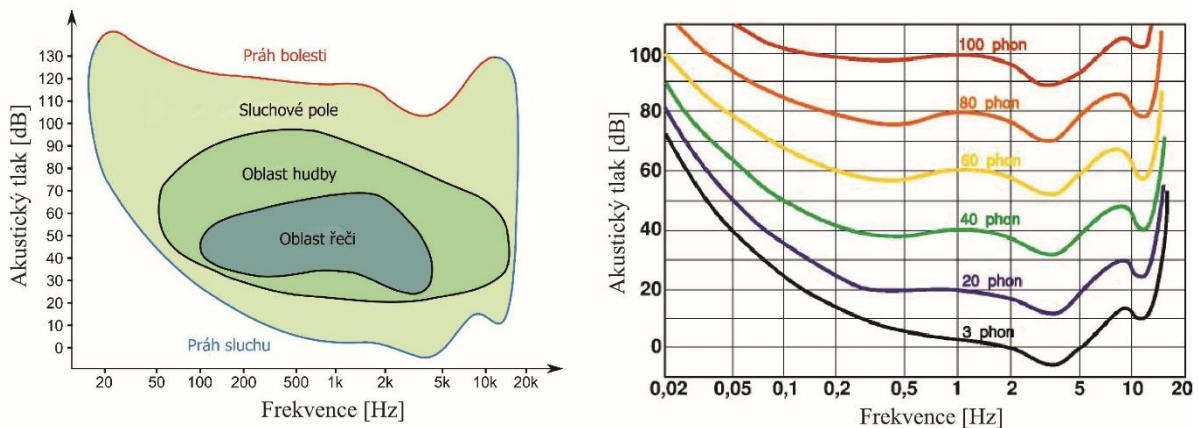
definována jako poměr akustického výkonu P_a a plochy S , kterou zvuk prochází.

Všechny výše zmíněné veličiny lze převést na běžně používanou veličinou pro měření hlasitosti "hladinu akustického tlaku" SPL (Sound Pressure Level), respektive hladinu akustické intenzity nebo hladinu akustického výkonu [17][19]:

$$SPL = 20 \log \frac{p}{p_0} = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{P_a}{P_0}; [SPL] = dB \quad (21)$$

kde hodnoty pro práh slyšení jsou $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$, $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ a $P_0 = 1 \text{ pW}$. Fyzikálně bezrozměrnou jednotkou je decibel [dB] a v případě, že hodnoty zvuku odpovídají prahu slyšení, je SPL rovna 0 dB.

Hlasitost (SPL) je odvozena od vlastností lidského sluchu, které zobrazuje obrázek 10. Na něm je vidět, že lidské ucho má hranici slyšitelnosti na 0 dB a hranice bolesti dosahuje při 130 dB. Roli také hraje frekvence, kde se uvažuje rozsah lidského slyšení mezi 20 Hz až 20 kHz. Zároveň je však ucho frekvenčně závislé, což znamená, že různé frekvence jsou vnímány jako různě hlasité. Z obrázku 10 vyplývá, že ucho je nejcitlivější na 3,5 kHz a dále lze také vidět, že frekvenční závislost je výraznější při menších hlasitostech. S přibývajícím věkem se frekvenční rozsah slyšení zmenšuje, a to obvykle od vyšších frekvencí k nižším.[17]



Obr. 10 Grafické znázornění frekvenční závislosti lidského ucha [37][38]

I frekvenční rozsah nástrojů pochopitelně vychází z vlastností lidského ucha a v konečném důsledku i rozsah reproduktorů je nastaven v tomto rozmezí.[17]

1.2 REPRODUKTORY A JEJICH SOUSTAVY

1.2.1 HISTORIE A VÝVOJ REPRODUKTORŮ

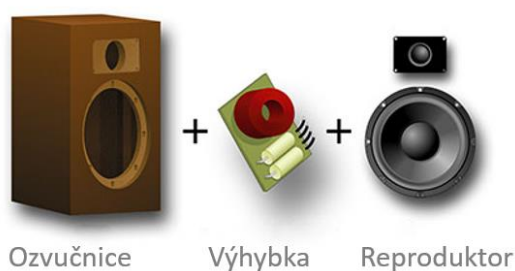
Historie reproduktorů začíná v roce 1876, kdy Alexander Graham Bell získává patent na telefon. Vynález využívá membránu kmitající v blízkosti cívky navinuté na ocelovém magnetu. Tímto způsobem bylo možné zvuk přijímat i vysílat, bez nutnosti externího zdroje energie.[17] Jednalo se v podstatě o převod zvuku do elektrického signálu, což je princip, který se plně ujal až od počátku 20. století. Roku 1925 dva inženýři z General Electric Research Laboratory představili a popsali přímovyzářující 6" reproduktor s membránou kontrolovanou pohyblivou cívkou, což je základní model elektrodynamického reproduktoru používaného do současnosti.[16]

Zároveň s vývojem reproduktorů samotných se vyvíjela i těla reproduktorů – ozvučnice. V historii velmi rozšířeným typem byl roh neboli horn, který umožňoval dostatečně velké zesílení jak při vyzařování zvuku, tak při jeho záznamu. Proto byl využíván u vynálezu T. A. Edisona z roku 1877, fonografu. V roce 1919 princip rohu matematicky popsal A. G. Webster (Webster's Horn Equation) a ten nachází hojně uplatnění v roce 1927 při ozvučování kin.[16]

Roh můžeme vidět i u gramofonů představených ke konci 40. let 20. století, ale jsou už pomalu nahrazovány uzavřenými konstrukcemi skříní. K tomu v roce 1954 výrazně přispívá E. Villchur, popisující vzduch v uzavřené ozvučnici jako další "pružinu" v systému, díky čemuž lze reprodukovat nižší frekvence. V 70. letech 20. století se začínjí do podvědomí dostávat bassreflexová a vícekomorová ozvučnice.[16]

1.2.2 KOMPONENTY REPRODUKTOROVÝCH SOUSTAV A JEJICH FUNKCE

Reproduktorová soustava (viz. Obr 11) je hlavním komponentem audio systému, který dále zahrnuje zesilovač, přehrávač a další elektroniku včetně kabeláže. Samotná reproduktorová soustava “reprobedna” se skládá z jednoho a více reproduktorů, často ještě dělených na vysokopásmové (tweeters) a nízkopásmové (woofers), výhybky (crossover) a ozvučnici, u některých typů zahrnující i bassreflexový nátrubek.[16][17][21]

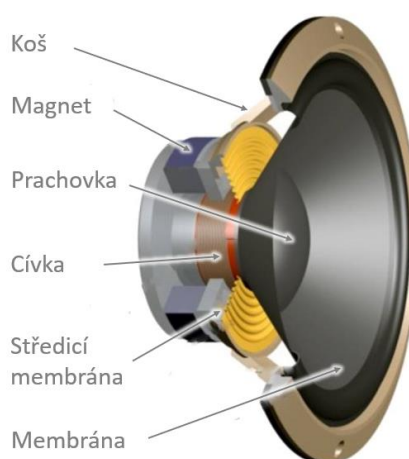


Obr. 11 Komponenty reproduktorové soustavy [40]

REPRODUKTOR

Stejně, jako je reprosoustava hlavním prvkem audiosystému, je reproduktor hlavním prvkem reprosoustavy. Jedná se o zařízení, které mění elektrickou energii na akustickou, proto se někdy nazývá elektroakustickým měničem. Základními komponenty jsou membrána a pohonná část.[17][22]

Elektrodynamický přímo vyzařující reproduktor je v dnešní době nejrozšířenějším typem. Na obrázku 12 můžeme vidět, že se skládá z pružně zavěšené membrány do rámu reproduktoru – koše a cívky umístěné v mezeře permanentního magnetu, která při průchodu proudem vykonává pístový pohyb.[17][19]



Obr. 12 Hlavní komponenty reproduktoru [41]

Jedním z možných dělení reproduktorů je dělení podle frekvenčního rozsahu, neboť nejlepších vlastností a charakteristik reproduktory dosahují v konkrétním frekvenčním pásmu, v závislosti na parametrech.

Širokopásmový reproduktor (Full range) je určený pro přehrávání celého frekvenčního pásma od basů až po soprány a má relativně malé požadavky na velikost ozvučnice. Díky tomu má široké využití od ozvučování veřejných prostor, přes automobilové ozvučení, rádia, počítače, až po stropní reproduktory. Běžně se frekvenční rozsah pohybuje od 45 Hz po 15 000 Hz, ale je možné pokrýt i celý rozsah od 20 Hz po 20 000 Hz. Nevýhodou je omezená zatížitelnost.[17][22]

Hlubokotónový reproduktor (Woofery) je největší typ reproduktoru s nejvyššími nároky na velikost ozvučnice, určený k přehrávání basů. Frekvenční rozsah se pohybuje mezi 20 Hz až 1 500 Hz u nízkorezonančních reproduktorů, a u běžných basových a středobasových reproduktorů se pohybuje od 35 Hz do 5 000 Hz.[17][22]

Středotónový reproduktor (Mid – range) slouží k přehrávání frekvencí mezi 500 Hz až 4 000 Hz. Vzhledem k tomu, že v tomto pásmu je ucho nejcitlivější, požadavky na kvalitu zvuku jsou největší – je vyžadováno co nejmenší zkreslení. Zároveň se v kontextu frekvenčního spektra hudby jedná o mechanicky i energeticky nejvíce namáhaný reproduktor.[16]

Vysokotónový reproduktor (Tweeter) má obvyklý rozsah mezi 3 000 Hz a 20 000 Hz. Má nejmenší rozměr a vzhledem k vysoké charakteristické citlivosti je třeba reproduktor tlumit.[17]

VÝHYBKA

Výhybka je zařízení, které slouží k přerozdělení signálu mezi jednotlivé reproduktory podle frekvenčního pásma, pro které jsou určeny. Plní tedy dvojí funkci:

- Zajišťuje kvalitu zvuku tím, že každému reproduktoru dodá jen takový signál, pro který je určený a při kterém je zkreslení zvuku minimální.
- Chrání reproduktory před poškozením v případě, kdy by byly nízké frekvence o vysokém napětí poslány do středotónových nebo vysokotónových reproduktorů.

Výhybky lze rozdělit podle funkce na pasivní a aktivní. Pasivní nepotřebují vnější zdroj energie, jejich obvod je složen z cívek a kondenzátorů, popř. odporů a žárovek. Výhodou je jednodušší konstrukce a tím i nižší cena. Aktivní výhybky vyžadují zdroj energie, ale jejich výhodou je možnost průběžné úpravy dělicích frekvencí.[17][23]

V zásadě existují tři způsoby, jak lze rozdělit signál (viz. Obr 13) [17]:

- Dolní propust (LP Low pass)
Propouští signál do určitého kmitočtu. Pro basový reproduktor.
- Horní propust (HP High pass)
Propouští signál od určitého kmitočtu. Vhodné pro vysokotónový reproduktor.
- Pásmová propust (BP Band pass)
Kombinuje LP a HP, čímž vytváří propustné pásmo od kmitočtu x do y. Používá se pro středotónové reproduktory.



Obr. 13 Fungování výhybky a dělení signálu mezi reproduktory [23]

1.2.3 SKŘÍNĚ REPRODUKTOROVÝCH SOUSTAV - OZVUČNICE

Skříně reproduktorových soustav mají nejčastěji tvar kvádra a plní hned několik důležitých funkcí. V prvé řadě mají velký vliv na samotnou kvalitu zvuku, dále slouží jako uložení a ochrana pro reproduktory, výhybky a další elektroniku. A nezanedbatelným prvkem je v dnešní době i atraktivní vzhled.

MATERIÁL

Obecným požadavkem na materiál je jeho vysoká tuhost a hodnota vnitřního tlumení. Nejčastěji používaným materiálem je dřevo, přesněji řečeno materiály na jeho bázi. Mezi ty nejpoužívanější patří MDF (Medium density fibre) desky, lisované desky, překližky z břízy, topolu nebo jejich kombinace (lamináty). Mechanické vlastnosti těchto materiálů se liší v závislosti na kvalitě zpracování, hustotě a vlhkosti. Youngův modul pružnosti MDF desky se pohybuje kolem hodnoty 3 GPa [58], při měření vibrační metodou. Podobnou hodnotu Youngova modulu pružnosti potvrzuje i zdroj [60], uvádějící 3,59 GPa pro MDF desky a 6 GPa – 8 GPa pro překližky. V práci [62] byly testovány MDF desky s průměrnou hodnotou Youngova modulu pružnosti 4,15 GPa a hodnotou tlumení mezi 2,5 % až 3,5 %. Hodnota tlumení překližky je uváděna 2,3 % [61].

Plastové skříně se používají zejména u levnějších reprosoustav. Objevují se však i reproduktorové skříně z betonu, využívající jeho vysokou tuhost. Nevýhodou je technologická náročnost výroby a obtížná manipulace. Stejně tak lze najít i reproduktory z kamene (břidlice, pískovec, žula, mramor, vápenec), které však mají velmi nízké hodnoty vnitřního tlumení, tudíž je třeba přidat další tlumicí materiál, aby se omezilo “zvonění”. [16]

STOJATÉ VLNĚNÍ

Stojaté vlnění způsobené interferencí vlnění přímého a odraženého může vznikat jednak v místnosti, ale také v samotné skříně reproduktoru. V druhém případě se projevuje zvlněním frekvenční charakteristiky, tudíž je silně nežádoucí. Odstranit ho můžeme buď tlumením anebo vhodnou konstrukcí. [16][17]

Jako tlumicí materiál se využívá molitan nebo jiné speciální materiály s vysokou pohltivostí zvuku. Nevýhodou je, že v důsledku vyplnění skříně jiným materiálem, než je vzduch, dochází ke změně vlastností oproti výpočtům, a k tzv. “přeladování” reproduktoru. [17]

Lépe je však bránit vzniku stojatého vlnění samotnou konstrukcí. Nejhorší možností je skříň krychlového tvaru – se stejně dlouhými stranami. V takovém případě dochází ke vzniku stojatého vlnění mezi všemi šesti rovnoběžnými stranami při stejné frekvenci. Proto se rozměry stran nejčastěji volí v daném poměru [16]:

- 1,62 : 1 : 0,62
- 1,49 : 1,04 : 0,648
- 1,25 : 1 : 0,8

Ještě lepším způsobem je omezení veškerých rovnoběžných ploch uvnitř skříně, ať už vytvořením přepážek, nebo celkovou změnou konstrukce.[16][17]

ZVUKOVÝ ZKRAT

V případě, že bychom poslouchali samotný reproduktor ve volném prostoru, jeho akustický výkon bude dosahovat zhruba 1/7 jeho teoretického výkonu. Je to způsobeno tím, že zvukové vlny vyzařované reproduktorem vpřed mají opačnou fázi než zvukové vlny vyzařované reproduktorem vzad. Tyto vlny se v prostoru setkávají a vzájemně ruší, čímž se výrazně snižuje akustický výkon, nejvýrazněji při nízkých frekvencích. Tento jev se nazývá akustický zkrat a lze mu předejít oddělením přední a zadní strany reproduktoru dostatečně velkou deskou.[16][17][25]

SHRNUTÍ POŽADAVKŮ

První a hlavní funkcí ozvučnice je tedy oddělení přední a zadní části reproduktoru, abychom zamezili zvukovému zkratu. Další funkcí je zvýšení akustického výkonu zejména v nižších frekvencích, za využití stlačeného vzduchu v uzavřené skříně. Z toho vyplývá další požadavek, kterým je naprostá vzduchotěsnost skříně a maximální tuhost konstrukce, aby se eliminovalo vibrování stěn. A v neposlední řadě je to požadavek na ochranu elektroniky a atraktivní vzhled.

ZÁKLADNÍ TYPY SKŘÍNÍ

Rovinná deska na obrázku 14 je nejjednodušší typ ozvučnice, který vychází z hlavního požadavku – oddělení přední a zadní strany reproduktoru. Teoreticky se uvažuje s nekonečnými rozměry, v praxi se rozměry určují podle dolní mezní frekvence, kterou chceme přehrávat:

$$f_m \cong \frac{170}{a} \quad (22) [17]$$

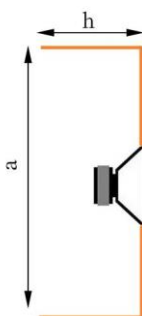
kde f_m je mezní frekvence a a je rozměr strany čtvercové desky.



Obr. 14 Rovinná deska [24]

Rovinnou desku lze využít pro plošné ozvučování. Výhodou je jednoduchost a nepřítomnost stojatého vlnění. Mezi nevýhody patří rozměrná zástavba a špatná účinnost na nízkých frekvencích.[17][16]

Otevřená ozvučnice je nyní používána například u kytarových komb. Zadní část skříně je otevřená, a proto je zvukový zkrat omezen jen částečně, v závislosti na výšce a hloubce skříně. Doporučený poměr mezi výškou a a hloubkou h je $a = (2,4) \times h$.



Obr. 15 Otevřená ozvučnice [24]

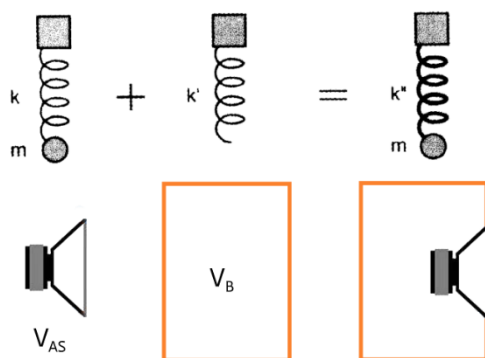
Mezní kmitočet f_m pro skříně s malou hloubkou lze určit podle vzorce [17]:

$$f_m \cong \frac{55}{h \sqrt{1 + 0,48 \frac{a}{h}}} \quad (23)$$

kde a je výška skříně a h je hloubka skříně.

Uzavřená ozvučnice vychází ze stejného požadavku jako konstrukce předchozí – oddělit přední zvukovou vlnu od zadní a tím zabránit zvukovému zkratu. V případě uzavřené ozvučnice se tedy jedná o “uvěznění” zadní zvukové vlny uvnitř skříně reproduktoru. I proto musí být dokonale vzduchotěsná.[17]

Mechanická energie v podobě zadní zvukové vlny se v případě uzavřené konstrukce přemění na teplo, což snižuje účinnost reproduktoru. Zásadnějším problémem, který má větší vliv na kvalitu zvuku je objem skříně, v jehož závislosti se mění rezonanční frekvence reprobodny, resp. reproduktoru umístěného v reproduktorové skříně. První výpočty této problematiky publikoval Dr. Richard Small kolem roku 1972. Situaci je možné přiblížit na pružinovo – reproduktorové analogii znázorněné na obrázku 16.[17]



Obr. 16 Pružinovo-reproduktorová analogie uzavřené ozvučnice [17]

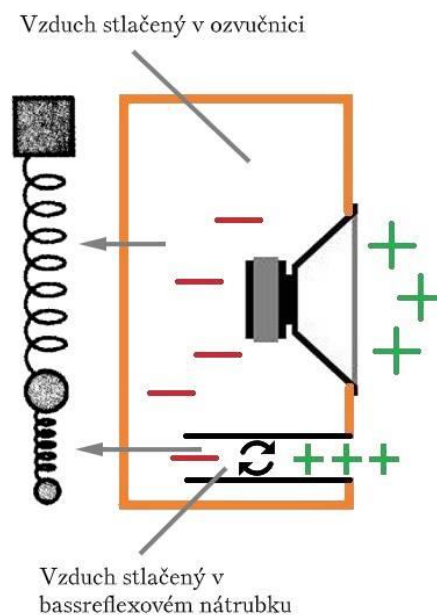
Samotný reproduktor s parametrem V_{as} – ekvivalentní objem (objem vzduchu o stejné tuhosti jako je tuhost závěsu reproduktoru) je reprezentován pružinou o tuhosti k , která je rovna tuhosti závěsu, a hmotným bodem m , jehož hmotnost se rovná hmotnosti pohybujících se částí reproduktoru. Přidáme-li k reproduktoru uzavřený objem skříně V_b reprezentovaný pružinou o tuhosti k' , tuhost soustavy se zvýší, hmotnost zůstane zachována, z čehož plyne, že se zvětší rezonanční frekvence reprobodny. Ze vzorce (24) také vyplývá, že čím menší je objem skříně V_b , tím vyšší je rezonanční frekvence reprobodny f_c . [17][25][26]

$$\frac{f_c}{f_s} = \sqrt{\frac{V_{as}}{V_b} + 1} \quad (24) [17]$$

Kde f_c je rezonanční frekvence reprobodny, f_s je rezonanční frekvence reproduktoru, V_{as} je ekvivalentní objem reproduktoru a V_b je objem skříně.

Výsledkem uzavřené ozvučnice na frekvenční amplitudové charakteristice je strmější nárůst přehrávaných frekvencí (12 dB na oktávu), jinými slovy reprobodna lépe přehrává basy. Mezi výhody patří malé zástavbové rozměry, jednoduchý návrh a konstrukce, a již zmiňovaný strmý nárůst v nízkých frekvencích. Nevýhodou je nízká účinnost vlivem přeměny zadních zvukových vln na teplo. [17][25][26]

Bassreflex je díky otvoru v reproduktorové skříně snadno rozpoznatelný typ ozvučnice, také označovaný jako „vented“ nebo „ported“ box. Otvor bývá nejčastěji kulatý, ale můžeme najít typy s různými tvary a větším počtem otvorů. Přesněji se jedná o bassreflexové nátrubky o přesně definovaném průřezu a délce. [17]

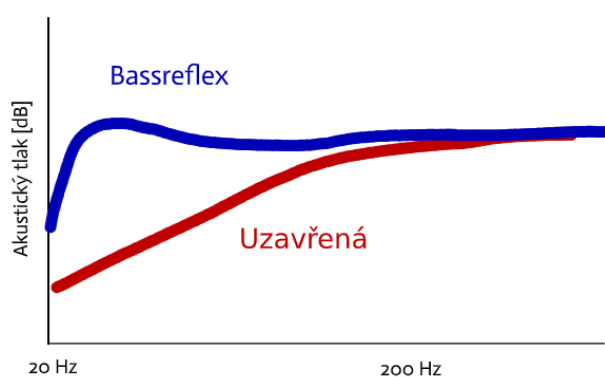


Obr. 17 Princip fungování ozvučnice typu bassreflex [17][25]

Princip lze ukázat opět na pružinovo – reproduktorové analogii. Na obrázku 17 vidíme pružinu se závažím reprezentující objem reprobodny a reproduktor, ale oproti uzavřené ozvučnici je zde zavěšena další pružina a závaží, reprezentující děje v bassreflexovém

nátrubku. Tím nám vznikají dvě rezonanční soustavy a cílem je obě naladit na společnou frekvenci f_b , která je nižší než frekvence uzavřené ozvučnice f_c . [17][25]

V takovém případě pak na tomto kmitočtu f_b dochází k tomu, že masa vzduchu v nátrubku kmitá ve stejné fázi jako membrána reproduktoru. Nejenže tedy nedochází ke zvukovému zkratu, ale naopak se zvyšuje intenzita zvuku o 3 dB. [16] U vyšších frekvencí je masa vzduchu v nátrubku příliš velká, než aby nějak reagovala, proto se reprobredna chová jako uzavřená. U nižších frekvencí se naopak nátrubek chová jako díra v uzavřené ozvučnici, zadní zvukové vlny vychází z nátrubku s nezměněnou fází a tím dochází ke zvukovému zkratu. Proto má bassreflexová ozvučnice až příliš strmý nárůst, resp. pokles přehrávaných frekvencí 24 dB na oktávu. Na SPL charakteristice dochází k “protažení” křivky do nižších frekvencí a reprobredna tudíž lépe hraje basy. Porovnání frekvenční odezvy uzavřené a bassreflexové ozvučnice je na obrázku 18.



Obr. 18 Porovnání frekvenční odezvy ozvučnice typu bassreflex a uzavřené [42]

Mezi hlavní výhody tedy patří vyšší účinnost a tím pádem hlasitější basy, popřípadě menší zástavbové rozměry. Dále je to nižší zkreslení nad rezonančním kmitočtem, ale naopak větší zkreslení pod rezonančním kmitočtem oproti uzavřené ozvučnici. Za nevýhody lze považovat vyšší náročnost na přesnost návrhu a konstrukci, větší mechanické zatížení reproduktoru a problémy s nelineárním prouděním vzduchu v nátrubku. [17] [24]

Vícekomorové a vícereproduktorové ozvučnice jsou širokou skupinou, využívanou výhradně pro subwoofery. Do této skupiny patří typ ozvučnice izobarické, který využívá tzv. izobarického principu instalace, resp. instalace dvou reproduktorů v těsné blízkosti, z nichž jeden funguje do konstantní akustické zátěže a tlačí před sebou konstantní objem vzduchu. Díky tomu pro stejný zvukový výsledek stačí pouze poloviční objem vzduchu. [17]

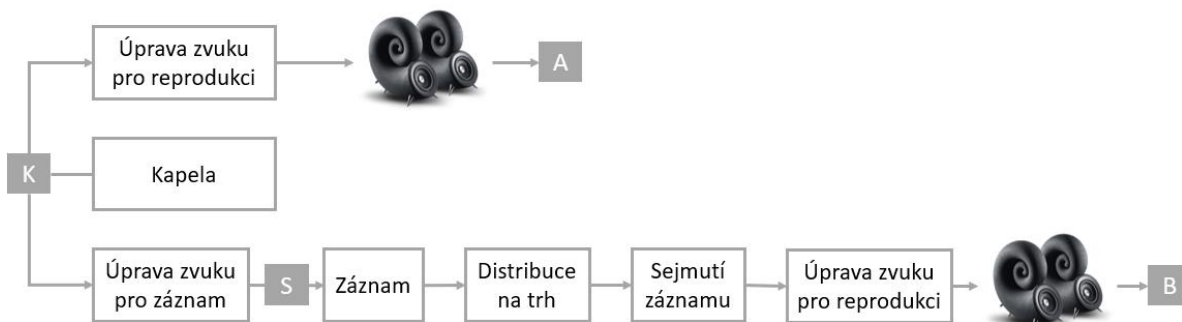
Dalším typem je ozvučnice band – pass (pásmová propust), která se skládá z minimálně dvou vhodně navržených komor, ať už s nebo bez bassreflexového nátrubku. Reprodukter je umístěn na příčku mezi těmito komorami. Kombinace několika komor má za následek filtraci zvukového spektra jak shora, tak zdola. [17]

Transmission line, podobně jako bassreflexová ozvučnice, využívá zadní zvukové vlny reproduktoru. Oproti bassreflexovému nátrubku, který se navrhuje tak, aby v něm masa vzduchu při určité frekvenci rezonovala, typ transmission line pracuje se zpožděním zvuku. Délka zvukovodu je navržena tak, aby zvuk ze zvukovodu vyšel se stejnou fází jako přímo z reproduktoru. Všechny vyšší frekvence než ty, na které je ozvučnice naladěna, je snahou

potlačit pomocí tlumicího materiálu a výplně. Tento typ ozvučnice je velmi náročný na výpočet i samotnou konstrukci.[17] [24]

1.2.4 POŽADAVKY NA REPRODUKTORY

Funkcí audiosystému, resp. reprobodny je reprodukovat vstupní signál s co největší přesností. Z toho vychází pojem věrná reprodukce, který lze definovat jako poskytnutí stejného zvukového vjemu jako při živém vystoupení hudebníků. Jedná se však o utopii, což plyne i z následujícího obrázku 19, který znázorňuje cestu signálu od kapely k posluchači.



Obr. 19 Schéma cesty signálu od producentů k posluchači [17]

Už v případě posluchače na živém koncertě (bod A), můžeme vidět zdroje zkreslení zvuku, kde bod K znázorňuje zkreslení elektrickými přístroji nebo akustikou sálu. V případě domácího poslechu (bod B) je cesta signálu ještě komplikovanější, kde bod S je zvukař subjektivně upravující hudbu pro záznam. Dobrou zprávou však může být, že ze všech bodů ovlivňujících kvalitu výstupu má největší vliv reprosoustava, jejíž kvalitu a vlastnosti můžeme ovlivnit.

Ideální reprosoustava by měla přenášet co nejširší frekvenční pásmo s co nejvyrovnanější charakteristikou. Zároveň s minimálním zkreslením a maximálním dynamickým rozsahem. Kromě subjektivního posouzení, které hraje při výběru audiosystému nemalou roli, existuje několik parametrů, které lze měřit a na jejichž základě lze určit kvalitu audiosystému.[17]

Měření by měla probíhat v tzv. volném poli, což je prostor bez jakýchkoliv překážek, pohltivých materiálů a bez možnosti vzniku odrazu. Takovýto prostor lze v praxi nahradit bezdozvukovou komorou, která je schopna pohltit celý frekvenční rozsah měřeného reproduktoru. Kromě NF generátoru a multimetru, jejichž dostupnost není problém, je pro měření klíčový kalibrovaný měřicí mikrofón.[17]

1.3 PŘEHLED METOD PUBLIKOVANÝCH V LITERATUŘE

Fakt, že vibrace ozvučnice mají vliv na kvalitu výsledného zvuku je neoddiskutovatelný a dlouho známý. Vzhledem k nedostatečné výpočetní kapacitě byl po dlouhou dobu tento fenomén řešen spíše experimentálně [27][29][30]. Samotná myšlenka výpočtu vibrací pomocí numerických metod, resp. metody konečných prvků, se objevuje na začátku 80. let.[27]

Nabízí se a v praxi se využívá několika modelů popisujících reproduktorový systém. Nejčastěji se setkáváme s kombinací metody konečných prvků (MKP) a metody hraničních prvků (BEM), kde metoda MKP popisuje strukturu a popřípadě vnitřní objem ozvučnice,

zatímco BEM popisuje okolní akustický prostor. Porovnání těchto dvou metod na příkladu modální analýzy vnitřního objemu vzduchu reproduktoru řeší [35].

Metoda BEM je, díky menším výpočetním nárokům, vhodná zejména pro zkoumání velkého neuzavřeného prostoru, tedy například v případě, kdy chceme získat výslednou frekvenční odezvu celé reprosoustavy.[32][32] Dalším způsobem modelování je využití analogie s elektrickým obvodem [32], častěji využíváno pouze pro modelování reproduktorů samotných [32][33]. Z většiny zdrojů každopádně vyplývá, že problém je třeba řešit jako strukturálně – akustický, tedy počítat s interakcí fluidu (vzduchu uvnitř ozvučnice) se stěnami ozvučnice, a to zejména pokud chceme získat celkovou charakteristiku reprosoustavy [34].

Publikace [34] řeší tři možné přístupy k problému, které následně porovnává a kombinuje. Využívá k tomu mírně zjednodušený model ozvučnice typu bassreflex s pevně zavazbenou zadní stěnou, se dvěma reproduktory a rámem hlubokotónového reproduktoru. V rámci mechanické analýzy byla nejprve provedena modální analýza, která odhalila zhruba 30 vlastních tvarů mezi frekvencemi 128 Hz až 870 Hz a dále byla provedena analýza uvažující zatížení od reproduktoru a konstantní tlakové zatížení působící na vnitřní strany ozvučnice. Aplikované zatížení pochopitelně mělo vliv na vlastní tvary kmitů.

V rámci akustické analýzy byla provedena modální analýza vnitřního objemu vzduchu včetně bassreflexových portů, která kromě první vlastní frekvence (Hemholtzova) 61 Hz odhalila několik dalších (548 Hz, 750 Hz ... 940 Hz), které odpovídaly propadům nebo vrcholům na frekvenční odezvě celé reprosoustavy.

Kombinací těchto dvou modelů bylo dosaženo výsledků odpovídajících realitě, kde vrcholy frekvenční charakteristiky u nižších frekvencí vycházejí z bassreflexových nátrubků. U frekvencí 550 Hz a 750 Hz se jedná o kombinaci rezonance akustické a mechanické, zatímco u naměřených vrcholů kolem 950 Hz a 1050 Hz se jedná o rezonanci čistě mechanickou, tedy rezonanci ozvučnice.

Se závěry výše se shoduje i článek [31] pracující s vlivem materiálu ozvučnice na náchylnost k vibracím, resp. výslednou kvalitu zvuku. Shrnuje, že na vibro – akustické chování má vliv geometrie ozvučnice, a to jednak z pohledu jejích vlastních frekvencí, ale také z pohledu vlastních frekvencí vnitřního objemu vzduchu, který je geometrií taktéž definován. Proto by mělo být snahou vyhnout se situaci, kdy si tyto vlastní frekvence odpovídají.

Autoři publikací se shodují, že největší vliv na kvalitu zvuku z pohledu ozvučnic mají nízké vlastní frekvence ze dvou hlavních důvodů [32]:

- Velká část ozvučnice se pohybuje stejným směrem, oproti situaci vyšších frekvencí, kdy je stěna rozdělena na několik kmitajících částí, často v opačných fázích.
- Nízké frekvence nemají tak velkou směrovost, takže ovlivňují větší oblast včetně oblasti samotného reproduktoru.

Zvyšováním tuhosti ozvučnice, ať už vhodnou konstrukcí nebo změnou materiálu, neodstraňujeme rezonanci, ale spíše ji posouváme do vyšších frekvencí.[31]

2 POPIS ZKOUMANÉHO OBJEKTU

V roce 2014 Ondřej Chotovinský navrhl reproduktorovou soustavu, jejíž ozvučnice byla vyráběna metodou 3D tisku z materiálu Timberfill od společnosti Fillamentum.cz. Tento návrh byl sdílen na platformě Akemake společně s celým postupem na sestavení reprosoustavy. Na základě velkého ohlasu a zájmu veřejnosti se společně s Martinem Hřebenem rozhodli v roce 2018 založit společnost a značku Deeptime.

K původnímu návrhu, který obsahoval pouze širokopásmové satelity označované jako Spirula, přibyl subwoofer pod obchodním názvem Thunderstone. Největší změna však nastala v materiálu, kterým je zjednodušeně řečeno písek. Tímto způsobem vznikl v současnosti jediný produkt společnosti Deeptime označovaný jako IONIC SOUND SYSTEM (viz. Obr 20), tedy první reprosoustava na světě 3D tištěná z písku.[44]

2.1 IONIC SOUND SYSTEM



Obr. 20 Audio sestava IONIC SOUND SYSTEM [44]

Jedná se o 2.1 audio sestavu složenou ze dvou pasivních satelitů Spirula a jednoho aktivního subwooferu Thunderstone. Většina komponentů včetně elektroniky, kabelů, ovladačů a konektorů jsou rovněž vyvíjeny speciálně pro Deeptime. Přehled parametrů systému poskytuje tabulka 1.

Tab. 1 Parametry systému IONIC SOUND SYSTÉM [44]

Celkový maximální výkon	160 W
Frekvenční rozsah	40 Hz – 20 kHz
Vstupní napětí	AC 100 – 240 V, 50 – 60 Hz
Provozní teplota	0 – 45 °C
Vstupy a výstupy	
Audio vstupy	Analogový 3.5“ Stereo Jack, Digitální 3.5“ optický Jack, Bluetooth
Bluetooth specifikace	

Verze bluetooth	3.0
Maximální dosah bluetooth	10 m
Přenosový výkon	+6.5 dBm
DAC	16-bit/48 kHz
Stereo kodeky	aptX® and AAC
Zesilovač	
Zesilovač	D-Class, Ultra Low 0.005 % THD+N at 1 – 25 W / 8 ohm
DAC	24 bit/96 kHz (High-Res)
Rozměry	
Rozměry balení (Š x V x D)	500 x 500 x 500 (mm)
Váha balení	17.0 kg

2.1.1 SATELITY

Tab. 2 Parametry satelitu Spirula [44]

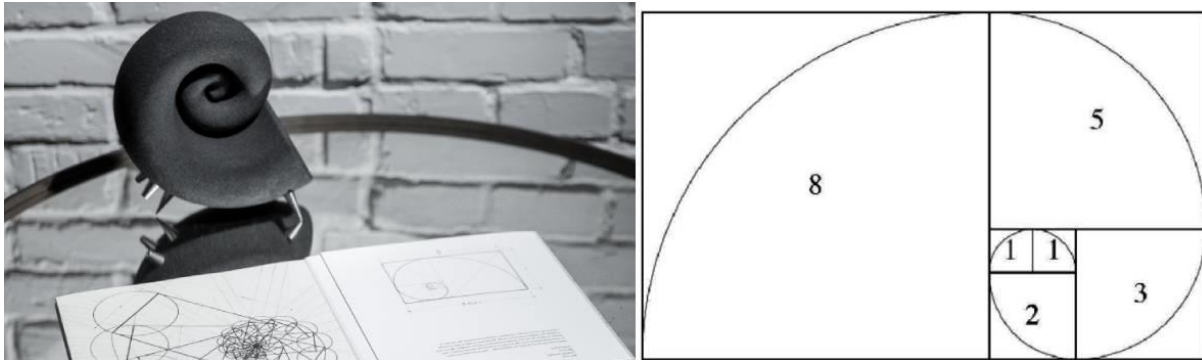
Typ ozvučnice	Pasivní, uzavřená
Frekvenční rozsah	75 Hz – 20 kHz
Charakteristická citlivost	87 dB / W / m
Materiály	Křemičitý písek, hliník
Maximální výkon	2 x 25 W
Maximální výkon reproduktoru	2x RMS 30 W / BTL maximální výkon 60 W
Velikost reproduktoru	Širokopásmové 3“ bambusová membrána
Rozměry (V x Š x H)	208 x 117 x 222 mm
Váha	2.4 kg

Satelity se skládají ze širokopásmového reproduktoru o průměru třech palců. Bambusová membrána s kovovým vrchlíkem je umístěna v polymerovém závěsu. Ozvučnice stojí na třech hrotech z eloxovaného hliníku a v její zadní části jsou dva reproduktorové terminály ze stejného materiálu. Uvnitř ozvučnice je tlumicí materiál.[46]

Na první pohled zaujme netypický tvar ozvučnice, který připomíná mořskou ulitu. Je to díky designu pracujícím s Fibonacciho posloupností definovanou jako:

$$F(n) = \begin{cases} 0, & \text{pro } n = 0; \\ 1, & \text{pro } n = 1; \\ F(n - 1) + F(n - 2) & \text{jinak.} \end{cases} \quad (25)$$

každé číslo je tedy součtem dvou předchozích čísel (0, 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, ...). Odtud také pochází hodnota zlatého řezu 1,618, což je rychlost růstu Fibonacciho posloupnosti, neboli hodnota ke které konverguje podíl dvou po sobě jdoucích Fibonacciho čísel.[47]



Obr. 21 Grafické znázornění Fibonacciho posloupnosti [44][48]

Výhodou tohoto tvaru je eliminace odraženého zvuku ze zadní strany reproduktoru, který se tímto způsobem v podstatě vytrácí uvnitř ulity.

2.1.2 SUBWOOFER

Tab. 3 Parametry subwooferu Thunderstone [44]

Typ ozvučnice	Triple ported (3x bassreflexový nátrubek)
Frekvenční rozsah	40 Hz – 200 Hz
Materiály	Křemičitý písek, hliník
Maximální výkon	110 W
Maximální výkon reproduktoru	RMS 55 W / PTBL maximální výkon 110 W
Velikost reproduktoru	High-end 5.75" hlubokotónový reproduktor
Rozměry (V x Š x H)	372 x 372 x 239 mm
Váha	6.5 kg

Stejně jako satelity, i subwoofer má organické tvary, rovněž odvozené od zlatého řezu. V tomto případě může zaoblený tvar ozvučnice připomínat schránku mořského ježka. Reprodukter o průměru 5,75 palce se nachází na spodní straně ozvučnice. Ta stojí opět na třech hliníkových hrotech a je třístranně symetrická, s výjimkou reproduktorových terminálů, napájecí zásuvky a zdířky pro 3,5 mm vstupní jack na jedné ze stran. Na vrchu ozvučnice se nachází ovládání hlasitosti a basů. Uvnitř ozvučnice se narozdíl od satelitů nachází veškerá potřebná elektronika. Oproti tomu tlumicí materiál by při takto nízkých frekvencích (40 Hz - 200 Hz) neměl význam.[46]

Poměrně nestandardním prvkem jsou rovnou tři bassreflexové nátrubky, stočené podél vnitřní stěny a ústící na spodních stranách stěn. Jedná se tedy o typ ozvučnice bassreflex, výrobcem označován jako "triple ported". Za zmínku ještě stojí, že oblý tvar ozvučnice opět eliminuje odrazy zvukových vln od zadní strany reproduktoru a tvar blížící se kouli poskytuje maximální objem ku povrchu stěny.

2.2 TECHNOLOGIE VÝROBY OZVUČNIC

3D tisk písku (3D Sand Printing) je technologie primárně určena do slévárenského průmyslu k výrobě forem a jader. Její nespornou výhodou je podstatně nižší čas na výrobu odlitku, neboť odpadá nutnost vytváření master modelu a následného odformování. Písková forma, včetně jaderníků, je vytištěna rovnou z CAD dat. Technologická omezení jako jsou úkopy, umístění nálitků a vtokové soustavy, odvětrávání formy a další, už také nehrají roli a lze je libovolně tvarovat a optimalizovat, bez ohledu na pozdější odformování.[49][50]

Princip technologie je v podstatě stejný jako u většiny 3D tiskáren spojujících malé pevné částice v jeden celek, např. SLS (Selective Laser Sintering). Materiál ale není spojován taveninou materiálu vytvořenou teplotním působením laseru, ale pojivem. V první fázi roznašeč s ostřivem vytvoří tenkou vrstvu na celé ploše platformy (Obr. 22 nahoře). Následně tisková hlava aplikuje pojivo na vybraná místa, dle tvaru modelu (Obr. 22 dole). Celá platforma se poté posune o výšku jedné vrstvy dolů a roznašeč opět vytvoří souvislou vrstvu ostřiva, která je následně opět spojena pojivem. Takto po vrstvách se vytvoří celý model, který je na konci procesu vyňat z volného – nespojeného ostřiva, které do té doby plnilo funkci podpor.[51]



Obr. 22 Princip 3D tisku z písku [51]

K výrobě ozvučnic se využívá tiskárna od společnosti ExOne, konkrétně typ S-Max s největší dostupnou tiskovou plochou na trhu 1800 x 1000 x 700 mm, jejíž parametry jsou v tabulce 4.

Tab. 4 Parametry tiskárny ExOne S-Max [51]

Pracovní box	1800 x 1000 x 700 mm
Rychlost tisku	23 (s/vrstva)
Tloušťka vrstvy	0.26 - 0.38 mm

Minimální velikost zrna	140 μm
Vnější rozměry tiskárny	10400 x 3520 x 2860 mm
Přesnost formy	$\pm 0,3$ mm
Pojivo	Furanová pryskyřice

Tabulka 5 udává mechanické vlastnosti vytištěné formy, které jsou primárně orientované na slévárenské odvětví. Vzhledem k tomu, že ozvučnice jsou po vytištění ještě dále upravovány, nelze vlastnosti použít při výpočtech.

Tab. 5 Vlastnosti modelů po vytisknutí [49]

Pevnost tištěného písku v ohybu	180–220 N/cm ²
Prodyšnost	180–300 GP (normální jednotka prodyšnosti), resp. 300–500 SI
Teplotní odolnost tištěného materiálu	1 200–1 500 °C
Měrná hmotnost tištěného písku	1 500 kg/m ³

Ozvučnice vyjmuté z formy mají relativně měkký povrch, náchylný k poškrábání a poškození, proto přichází na řadu postprocessing, který je klíčovým know-how firmy Deeptime. Skládá se z dlouhodobého a opakovaného máčení a sušení výtisků ve specifických chemikáliích. Výsledkem je homogenní kompaktní probarvená struktura s výrazně vyšší pevností než před ošetřením.

Pravděpodobně nejbližším materiálem, ke kterému by se daly ozvučnice přirovnat je přírodní pískovec. Ten podle výzkum [53] dosahuje Youngova modulu pružnosti $E = 10 - 30$ GPa v závislosti na lokalitě, teplotě, vlhkosti a poréznosti. Zmíněné hodnoty odpovídají i dalším článkům, zabývajícími se převážně vlivem teploty na materiál [52][55]. Článek [52] uvádí sice nižší hodnoty Youngova modulu pružnosti v důsledku vysoké vlhkosti zkoumaného pískovce, ale oproti tomu poskytuje informaci o jeho hustotě $2\,260$ kg/m³ a Poissonově konstantě 0,25. Hodnoty opět potvrzuje například článek [56]. Na základě těchto údajů bude možné vytvořit první numerický model pro modální analýzu.

Posledním krokem je montáž zbylých komponentů, zejména elektroniky. Vzduchotěsnost ve spojích mezi reproduktorem a ozvučnicí nebo terminály a ozvučnicí je zajištěna silikonem.

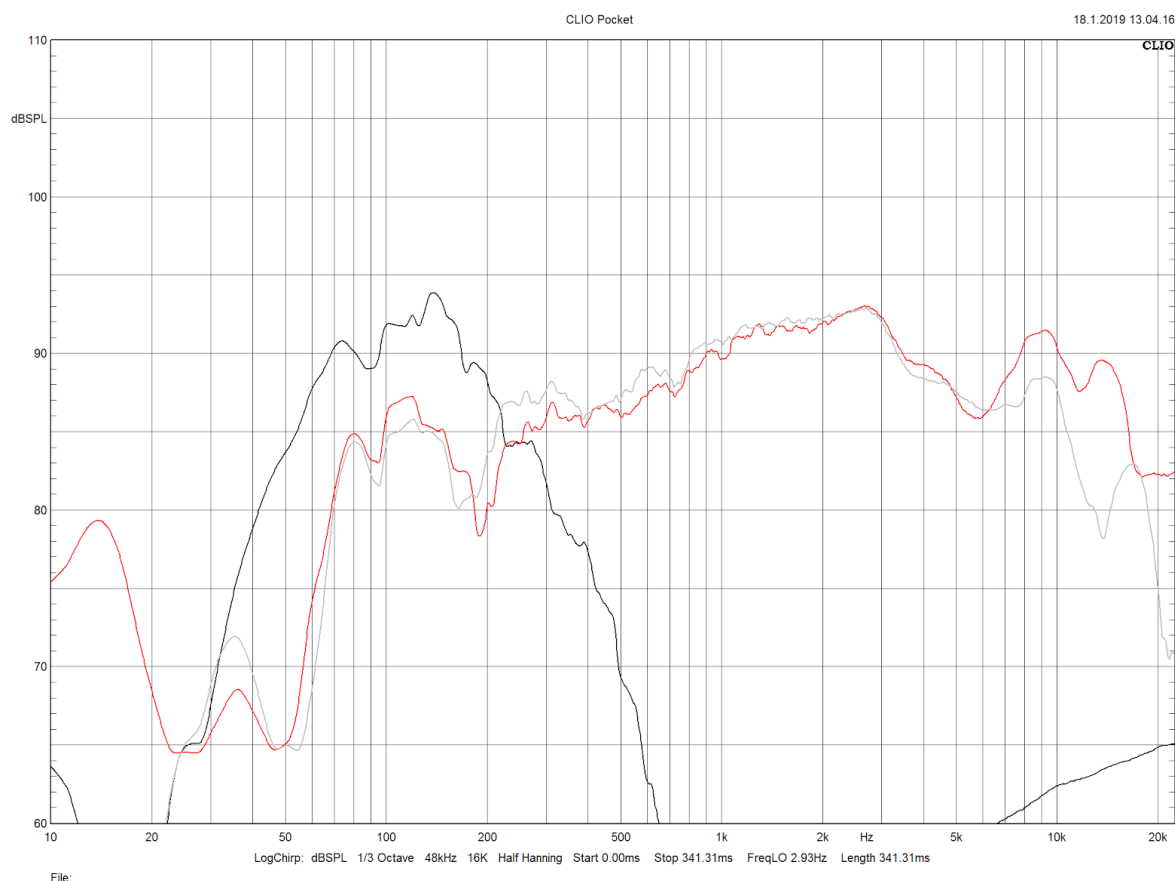
Mezi nesporné výhody takto tištěných ozvučnic patří absence spojů jednotlivých stěn, čímž je zajištěna naprostá vzduchotěsnost. Dále je to tvarová volnost, kdy se návrh může soustředit na ideální parametry a není omezen běžnou technologií lepení a skládání dřevěných desek. To také přispívá k celkovému atraktivnímu a originálnímu vzhledu.

2.3 SPL CHARAKTERISTIKA OD HI-FI VOICE

Na začátku roku 2019 magazín Hi-fi Voice zveřejnil recenzi celého audiosystému, včetně SPL charakteristiky. “Měření frekvenční charakteristiky probíhalo ze vzdálenosti 1 m v ose širokopásmového měniče a to v uzavřeném semireverberantním prostoru s podlahovou

plochou cca 25 metrů čtverečních, standardním ztlumením kobercem, sedačkou a hutnými závěsy a realizovaným akustickým stropem.”[46]

Recenzent dále specifikuje, že měřicím softwarem bylo Clio Pocket, byl použit kalibrovaný mikrofon a reprosoustavy byly umístěny na pevném stojanu. Vzhledem k omezeným rozměrům místnosti může být měření pod 200 Hz zkreslené. Měření tedy ukazuje, jak se audiosystém choval v daných akustických podmínkách.



Obr. 23 Naměřená frekvenční odezva – v ose reproduktoru (červená) a pod úhlem 30° (šedá), černá linka patří subwooferu [46]

Je evidentní, že odezva systému není ideálně lineární. Satelity mají zdůrazněné pásmo mezi 800 - 4 000 Hz a také mezi 6 kHz - 16 kHz. Poté už charakteristika rychle klesá. Kolem 200 Hz je vidět nastavení výhybky a přechod na subwoofer, který pracuje mezi 50 Hz – 220 Hz s maximem energie mezi 65 Hz - 180 Hz.

3 VYMEZENÍ CÍLE PRÁCE A NÁVRH ZPŮSOBU JEJÍHO ŘEŠENÍ

Z předchozích kapitol vyplývá, že reproduktorová soustava IONIC SOUND SYSTEM společnosti Deeptime vychází ze stejných principů jako klasické reproduktory. Ozvučnice plní stejný účel, jako ty běžné, využívá vnitřní objem vzduchu k zesílení hlubokých tónů, slouží jako ochrana elektroniky a nosný prvek reproduktorů. Součástí je i bassreflexový nátrubek pro zesílení hlubokých tónů. Na druhé straně se výrazně liší tvarem a použitým materiálem, což může být konkurenční výhodou, ale také možný zdroj problémů. Tato práce bude zaměřena na analýzu ozvučnic z pohledu hluku a vibrací, protože právě nová technologie jejich výroby nabízí širokou škálu možností jejich optimalizace.

Reproduktorová soustava obsahuje subwoofer a dva satelity. Z kapitoly 1.3 vyplývá, že je vhodné řešit zejména nižší frekvence, u kterých je zároveň možné dosáhnout i větší přesnosti měření [32]. Tato práce bude zkoumat jak subwoofer, přehrávající frekvence od 40 Hz do 200 Hz, tak satelit, který hraje od 75 Hz až do 20 kHz. Díky použití těchto dvou rozdílných geometrií bude možné verifikovat výpočtový model a získané výsledky budou výrazně přesnější.

V první řadě bude výhodné ověřit a porovnat reálnou geometrii ozvučnic s poskytnutými 3D daty, na což naváže výpočtová a experimentální modální analýza struktury. Výstupem experimentální modální analýzy bude mimo jiné vlastní tlumení materiálu. Dále bude provedena akustická modální analýza vnitřního objemu vzduchu, jejímž cílem bude vyloučení, nebo potvrzení vzniku tlakových maxim v místech, kde je struktura náchylná na buzení.

Výsledky experimentální modální analýzy struktury budou konfrontovány s výpočtovým modelem a tímto způsobem budou zjištěny mechanické vlastnosti materiálu, které zatím nejsou známy. Po získání těchto dat a jejich verifikování na obou geometriích (subwoofer i satelit), bude provedena experimentální i výpočtová harmonická analýza.

Na základě takto získaných dat z výpočtových modelů a experimentů bude možné provést návrh optimalizace s cílem zvýšení tuhosti struktury, bez narušení designu a s ohledem na další parametry reprobedny, jako je vnitřní objem vzduchu nebo rezonanční frekvence bassreflexových nátrubků. Zvýšením tuhosti dojde k posunutí rezonančních frekvencí do vyšších hodnot [31], čímž se sníží negativní akustický vliv ozvučnice na výslednou frekvenční odezvu reprosoustavy, potažmo dojde ke zlepšení zvuku.

Pro přehlednost jsou cíle diplomové práce uvedeny v bodech, vyplývajících ze zadání a rozšířeny o dílčí cíle na základě nově získaných poznatků z rešerše:

- Provedení rešerše relevantní literatury
- Provedení modální analýzy těla reproduktoru
 - Ověření geometrie
 - Experimentální modální analýza
 - Výpočtová modální analýza
- Zjištění mechanických vlastností na základě modální analýzy
 - Vlastní tlumení
 - Mechanické vlastnosti
- Provedení výpočtové a experimentální harmonické analýzy struktury
- Provedení modální analýzy vnitřního akustického prostoru
- Návrh optimalizace designu těla reproduktoru na základě nových poznatků

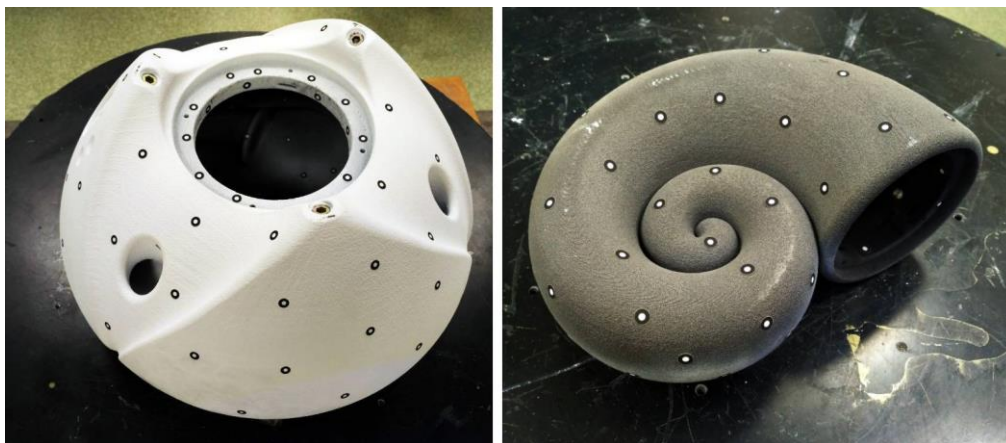
4 METODY A POSTUPY PRÁCE

Metody a postupy zkoumání reproduktorového systému popsané níže jsou do značné míry analogické se zkoumáním jiných, ve strojírenství a automobilovém průmyslu běžnějších, součástí, jako jsou například převodové skříně [7]. Nejvýraznějším rozdílem je zkoumaný, zatím poměrně neznámý, materiál, atypický organický tvar a nezanedbatelný vliv okolního prostředí, přesněji řečeno vzduchu uvnitř ozvučnice. U satelitu se vzhledem k jeho přehrávanému rozsahu (75 Hz – 20 kHz) řeší frekvence až do 5 kHz, s ohledem na výpočetní výkon a adekvátní přesnost simulací. I přes to, že subwoofer přehrává frekvence pouze do 200 Hz, některé simulace a měření budou prováděna až do 3 kHz, tak aby bylo možné vzájemně ověřovat a porovnávat získaná data.

4.1 OVĚŘENÍ GEOMETRIE

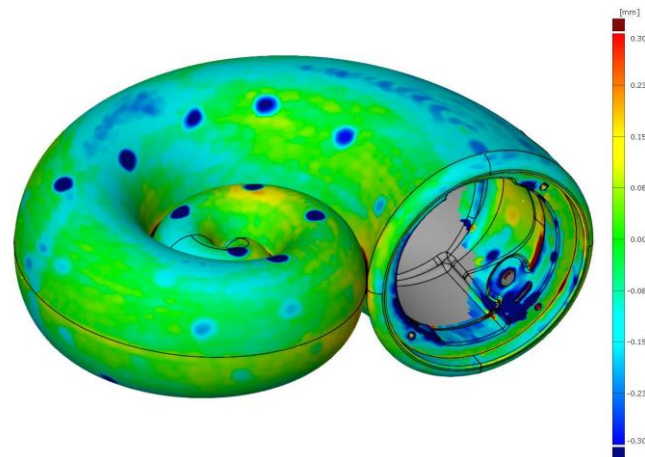
Společností Deeptime byla poskytnuta kompletní data sestav satelitu a subwooferu ve formátech .stl, .step a .iges, která lze dále rozdělit na jednotlivé součásti. Logickým krokem bylo porovnání rozměrů vytištěných a chemicky vytvrzených ozvučnic s poskytnutými 3D modely, které byly dále používány pro numerické výpočty. Díky tomu je možné zaručit, že odchylky mezi výpočty a měřeními v praxi nejsou v důsledku velkých rozměrových nepřesností.

Skenování bylo provedeno na 3D skenovacím zařízení ATOS Compact Scan 2M a skenován byl satelit s rozměry 208 x 117 x 222 mm a subwoofer s rozměry 372 x 372 x 239 mm, takže pozice kamer byla zvolena “300”, dle tabulky přiložené k měřicímu zařízení. Na oba tvary byl umístěn dostatečný počet referenčních bodů (viz. Obr 24) a na některá místa byl dodatečně aplikován křídový sprej, pro lepší snímatelnost povrchu. Zejména struktura subwooferu však byla matná a bílá, což je ideální stav pro skenování.



Obr. 24 Připravené modely pro 3D skenování

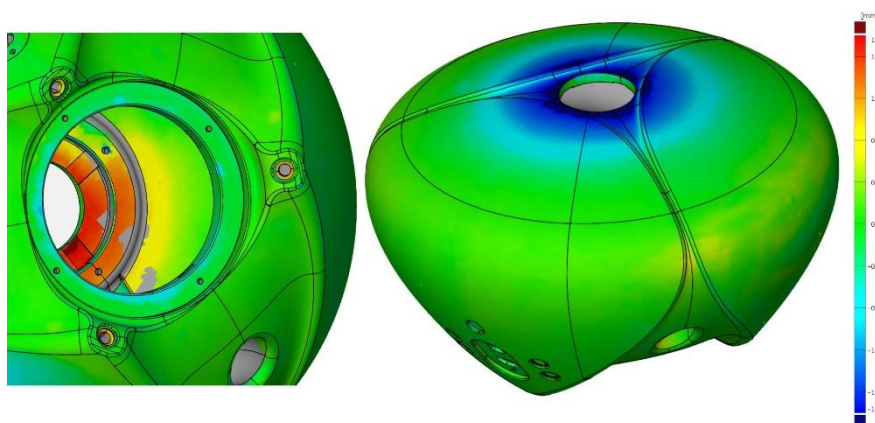
Kromě zjištění odchylky vnějšího povrchu tvarů bylo důležité zjistit tloušťku stěny subwooferu, což nebylo jinými nedestruktivními metodami možné. Vnitřní strana stěny byla skenována skrze otvor pro reproduktor, bylo nutné nastavit skenovaný objem tak, aby zachycoval část struktury na vnější straně a zároveň uvnitř ozvučnice, a to včetně dostatečného počtu referenčních bodů. Vhodnou vzdáleností skeneru v kombinaci s nastavením expozice a kontrastu kamer se toto ukázalo jako proveditelné. Naskenovaná geometrie byla exportována ve formátu .stl a dále upravena v softwaru GOM Inspect.



Obr. 25 Grafické znázornění odchylek skenovaného objektu (satelit) od referenčního 3D modelu

Na grafickém znázornění odchylek mezi naskenovanou geometrií a 3D modely u satelitu (viz. Obr. 25) je třeba zanedbat extrémní odchylky, které jsou způsobeny špatným dopočítáním chybějících ploch po referenčních bodech (modré kulaté oblasti na povrchu) a také technologická zaoblení, která nejsou zanesena v modelu. Poté lze konstatovat, že maximální odchylka povrchu se pohybuje okolo hodnoty 0,2 mm v záporném směru, tedy že v horní části ozvučnice dochází k “propadu”, a okolo hodnoty 0,1 mm v kladném směru, tedy že například blízko středu nebo na vnitřní stěně je více materiálu.

U subwooferu je situace poněkud odlišná, protože se jedná o větší objem, na kterém byla zjištěna výraznější odchylka (viz. Obr. 26). Větší část objemu vykazuje poměrně vysokou přesnost, s maximální odchylkou do +0,6 mm. Avšak v horní části byl naměřen výrazný propad struktury až o 2 mm. To je vidět také při pohledu dovnitř ozvučnice, kde byla zjištěna podobně velká odchylka (1,66 mm), ale v opačném směru. Z porovnání dále vyplývá, že tloušťka stěny je 7 mm, což odpovídá modelu, a její odchylka je minimální.



Obr. 26 Grafické znázornění odchylek skenovaného objektu (subwoofer) od referenčního 3D modelu

4.2 MODÁLNÍ ANALÝZA OZVUČNIC

V rámci volné modální analýzy ozvučnice byl proveden teoretický výpočet za použití metody MKP v softwaru ANSYS. Ten byl následně porovnán s praktickým experimentem a v další kapitole použit pro nalezení odpovídajících mechanických vlastností materiálu a pro provedení navazující harmonické analýzy. Výpočet i experiment byly pro přesnější výsledky prováděny na satelitu i subwooferu. Model se skládal z ozvučnice a ze závitových vložek M6

přípevněných silikonovým lepidlem do otvorů v ozvučnicích. U satelitu se jedná o tři vložky pro kovové hroty a dvě pro reproduktorové terminály. U subwooferu je to celkem sedm vložek, tři pro hroty a čtyři pro terminály. Ozvučnice jsou volně uloženy a nepůsobí na ně žádné napětí ani předpětí v důsledku technologie výroby nebo montáže.

4.2.1 NUMERICKÁ SIMULACE

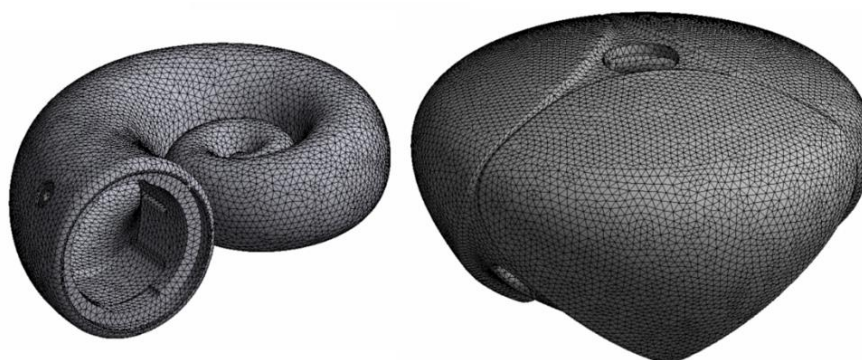
Pro výpočet byly použity mírně zjednodušené 3D geometrie ozvučnic a zjednodušený model závitové vložky o stejném objemu, potažmo hmotnosti, jako reálná součást. Vazba mezi ozvučnicí a závitovou vložkou byla nastavena jako pevná (bonded), což nejnějněji simuluje lepený spoj.

Materiál ozvučnic byl nastaven na základě výrobní technologie a provedené rešerše v kapitole 2.2. Hustotu materiálu bylo možné získat poměrně přesně tím, že se reálné ozvučnice zvažily a jejich hmotnost se podělila objem ozvučnic získaného z 3D modelů. Zjištěná hustota materiálu se pohybuje okolo hodnoty 1650 kg/m^3 . Úměrně tomu byly přizpůsobeny hodnoty z kapitoly 2.2 odvozené od vlastností pískovce. Takto odvozené materiálové parametry pro modální analýzu jsou v tabulce 6, stejně jako parametry materiálu ZAMAK [58] použitého pro závitové vložky.

Tab. 6 Materiálové parametry pro modální analýzu

Materiál ozvučnic	
Hustota	1650 kg/m^3
Youngův modul pružnosti E	15 GPa
Poissonova konstanta	0,25
Materiál ZAMAK [58]	
Hustota	6800 kg/m^3
Youngův modul pružnosti E	96 GPa
Poissonova konstanta	0,3

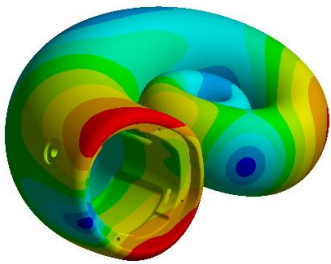
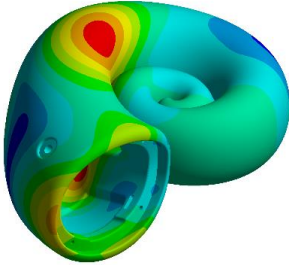
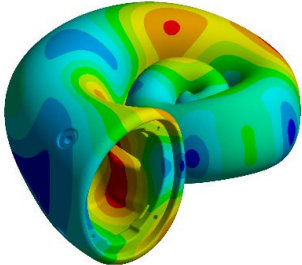
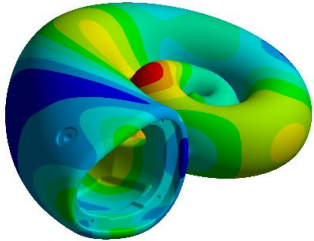
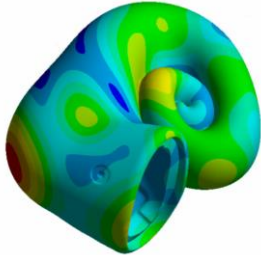
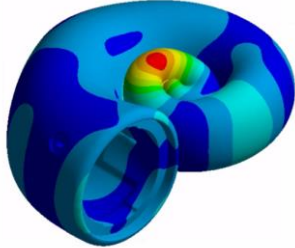
Diskretizace modelu byla provedena za použití prvků typu tetraedr o velikosti 4 mm pro satelit a 6 mm pro subwoofer. Počet prvků byl 156 097 pro satelit a 147 572 pro subwoofer. Velikost a typ prvků byla volena s ohledem na dostupný výpočetní výkon a je znázorněna na obrázku 27.



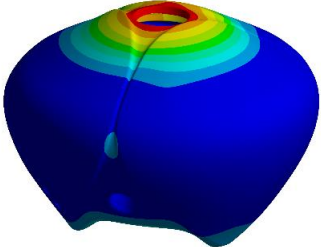
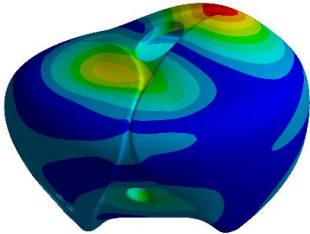
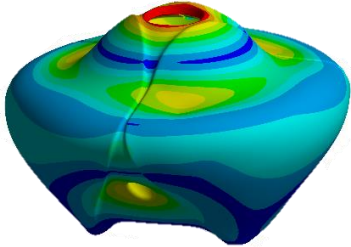
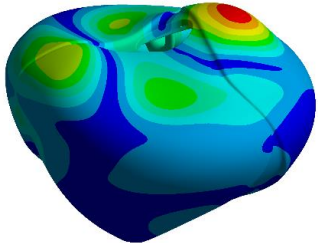
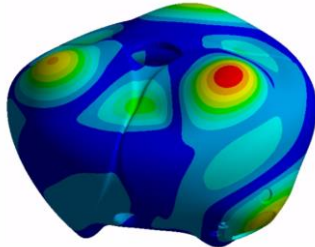
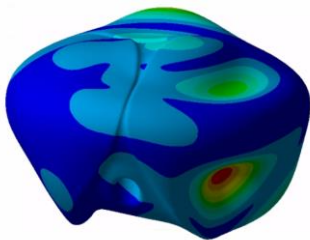
Obr. 27 Velikost sítě modelů ozvučnic pro modální analýzu

Modální analýza byla provedena pro 50 vlastních tvarů jak u satelitu, tak u subwooferu, kde se vlastní frekvence pohybovaly od 1470 Hz do 9921 Hz u satelitu a od 995 Hz do 3210 Hz u subwooferu. V obou případech je prvních 6 vlastních frekvencí nulových v důsledku volného tělesa, proto se ve výsledcích neuvádějí, ale do číslování se počítají – první nenulový tvar je tedy označen jako 7. mód. Vybrané módy a jejich frekvence jsou znázorněny v tabulce 7 a 8.

Tab. 7 Vybrané vlastní tvary satelitu

8. – 1874,0 Hz	10. – 2792,9 Hz	15. – 4037,0 Hz
		
16. – 4568,0 Hz	19. – 5443,7 Hz	31. – 7501,2 Hz
		

Tab. 8 Vybrané vlastní tvary subwooferu

8. – 1003,5 Hz	11. – 1268,4 Hz	15. – 1644,5 Hz
		
16. – 1746,3 Hz	27. – 2246,5 Hz	31. – 2468,3 Hz
		

Dále byla provedena citlivostní analýza pro prvních 16 resp. 10 vlastních tvarů, za účelem ověření vlivu velikosti prvků na přesnost výpočtů (viz. Tab. 9 a Tab. 10), na jejichž základě lze říci, že s rostoucí velikostí prvků rostou i vlastní frekvence struktur. U satelitu se při změně z 2 mm na 3 mm odchylka pohybovala od 1,1 Hz do 3,7 Hz a při změně prvků ze 3 mm na 4 mm se odchylka pohybovala mezi 1,8 Hz až 5,6 Hz. Obdobná situace byla u subwooferu, pro který byly zvolené velikosti prvků 3, 5 a 6 mm. Maximální odchylka při změně ze 3 mm na 5 mm byla 3,8 Hz a při změně velikosti prvků z 5 mm na 6 mm to bylo 2,9 Hz.

Tab. 9 Výsledky citlivostní analýzy pro satelit

Mód	Vlastní frekvence [Hz] pro jednotlivé velikosti elementů			Odchylky mezi jednotlivými kroky [Hz]	
	2 mm	3 mm	4 mm	2 mm → 3 mm	3 mm → 4 mm
7	1467,2	1468,3	1470,1	1,1	1,8
8	1867,2	1869,7	1874,0	2,5	4,3
9	2291,6	2293,0	2295,3	1,4	2,3
10	2789,2	2790,7	2792,9	1,5	2,2
11	2867,9	2870,3	2874,0	2,4	3,7
12	3634,2	3636,4	3639,0	2,2	2,6
13	3732,6	3736,0	3741,6	3,4	5,6
14	3865,4	3867,9	3871,2	2,5	3,3
15	4032,8	4034,5	4037,0	1,7	2,5
16	4558,8	4562,5	4568,0	3,7	5,5
Průměrná odchylka:				2,24 Hz	3,38 Hz
				0,0747 %	0,1150 %

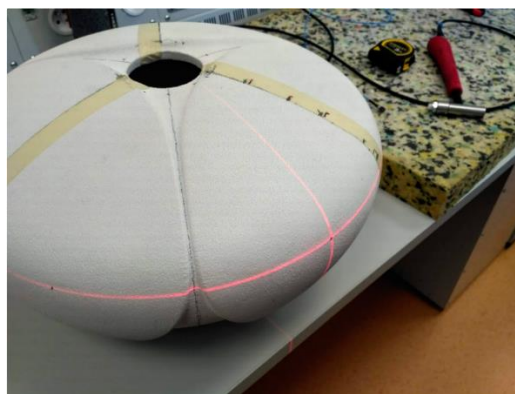
Tab. 10 Výsledky citlivostní analýzy pro subwoofer

Mód	Vlastní frekvence [Hz] pro jednotlivé velikosti elementů			Odchylky mezi jednotlivými kroky [Hz]	
	3 mm	5 mm	6 mm	3 mm → 5 mm	5 mm → 6 mm
7	989,39	992,7	995,6	3,3	2,9
8	1001,8	1003,0	1003,5	1,2	0,5
9	1009,4	1013,2	1016,0	3,8	2,8
10	1160,3	1163,5	1166,0	3,2	2,5
11	1264,8	1267,0	1268,4	2,2	1,4
12	1266,1	1268,2	1269,7	2,1	1,5
13	1355,6	1358,2	1360,1	2,6	1,9
14	1358,6	1361,3	1363,3	2,7	2,0
15	1639,7	1643,0	1644,5	3,3	1,5
16	1742,2	1745,0	1746,3	2,8	1,3
Průměrná odchylka:				2,722 Hz	1,827 Hz
				0,22 %	0,1512 %

4.2.2 EXPERIMENT

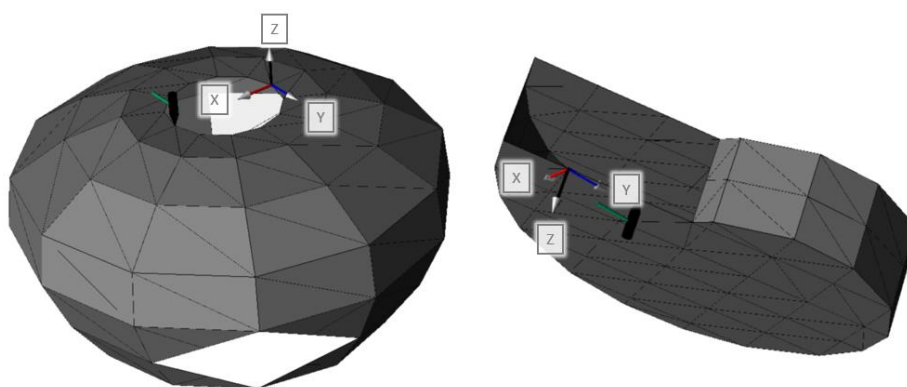
Experimentální modální analýza byla prováděna za pomoci modálního kladívka a 3-osého akcelerometru. Pro simulaci volného kmitání byly ozvučnice umístěny na molitanu. Cílem experimentu bylo ověření vytvořených modelů a zjištění mechanických vlastností materiálu.

Pro účely experimentu byly vytvořeny zjednodušené modely obou ozvučnic, které byly tvořeny sítí o celkovém počtu 94 bodů pro satelit a 102 bodů pro subwoofer. Tyto zjednodušené 3D modely byly nahrány do měřicího softwaru BK Connect a zároveň byla za pomoci laserové vodováhy vytvořena identická síť na reálných zkoumaných ozvučnicích (viz. Obr. 28).



Obr. 28 Tvorba sítě za pomoci laserové vodováhy

Na základě předchozí numerické modální analýzy bylo zvoleno vhodné umístění akcelerometru s ohledem na potenciální kmitny a uzly struktury. Jeho pozice byla tedy neměnná a buzení modálním kladívkem probíhalo postupně v ostatních bodech. Umístění akcelerometru včetně orientace jeho os a prvního buzeného bodu je zobrazena na obrázku 29.



Obr. 29 Umístění akcelerometru na struktuře a první bod buzení

Měřicí řetězec se tedy skládal ze zkoumané struktury, která odpovídala dříve vytvořeným numerickým modelům, dále z modálního kladívka, u kterého byl použit plastový hrot vhodný pro buzení frekvencí do 3 kHz a z 3-osého akcelerometru připevněného lepidlem. Dále z 5-kanálového analyzátoru B&K 3560-B-020 a PC vybaveného softwarem BK Connect. Tři

kanály sloužily ke snímání odezvy struktury ve všech třech osách akcelerometru a jeden kanál sloužil ke snímání budící síly vyvolané modálním kladívkem.

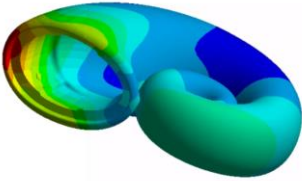
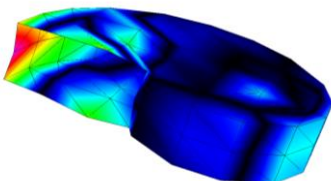
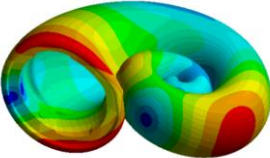
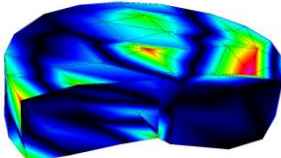
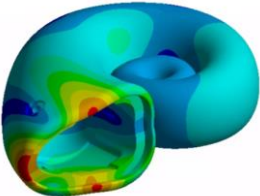
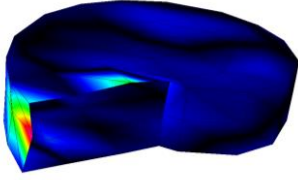
Po postupném vybuzení struktury ve všech předdefinovaných bodech byla data zpracována softwarem BK Connect a výstupem jsou mimo jiné vlastní frekvence a vlastní tvary, které byly dále zpracovány v následující kapitole při zjišťování mechanických vlastností materiálu. Dalším výstupem je hodnota materiálového tlumení, která byla aplikována při následné harmonické analýze.

4.3 ZJIŠTĚNÍ MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ MATERIÁLU

S ohledem na neznámé parametry zkoumaného materiálu ozvučnic byly jeho vlastnosti odvozeny na základě rešerše a jeho podobnosti s přírodním pískovcem v kapitole 2.2. Youngův modul pružnosti byl stanoven na hodnotu 15 GPa a Poissonova konstanta na 0,25. Hustota byla dále upřesněna na základě změřené hmotnosti reálné součásti podělené objemem modelu z 3D dat. Proto byla v této kapitole upravována výhradně hodnota Youngova modulu pružnosti.

Nejprve byly vyhodnoceny výsledky pro ozvučnici satelitu, u které se podařilo získat výraznější vlastní frekvence a tvarové deformace. Tyto experimentálně získané vlastní módy byly na základě tvarové deformace „spárovány“ s módy z numerické simulace a následně byla měněna hodnota Youngova modulu pružnosti tak, aby byla odchylka vlastních frekvencí minimální. Porovnání vybraných vlastních tvarů a jejich frekvencí pro numerickou simulaci po úpravě materiálu a pro experiment je znázorněné v tabulce 11.

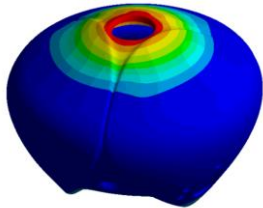
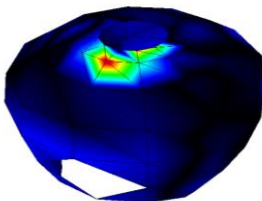
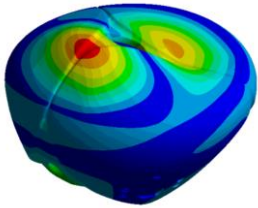
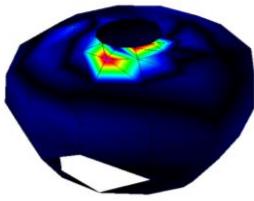
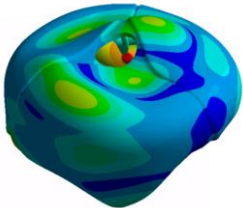
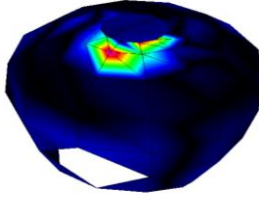
Tab. 11 Porovnání vybraných vlastních tvarů a frekvencí pro satelit

Mód	Numerická simulace	Experiment
7	898,88 Hz	894,97 Hz
		
8	1145,60 Hz	1141,10 Hz
		
13	2287,50 Hz	2268,34 Hz
		

Tímto způsobem byla získána hodnota **Youngova modulu pružnosti 5,6 GPa**, což je zhruba třetinová hodnota oproti dříve použité hodnotě přírodního pískovce.

Získaná data byla ověřena na modelu ozvučnice subwooferu (viz. Tab. 12), u které bylo obtížnější přesně určit jednotlivé vlastní frekvence a vlastní tvary. Většina výrazných deformací probíhala ve spodní části ozvučnice, v oblasti reproduktoru, kde nebylo možné ze zástavbových důvodů provést měření a buzení struktury. Proto bylo „párování“ vlastních tvarů a frekvencí prováděno zejména na základě shody vlastních frekvencí a v případě, kdy dle simulací mělo docházet k deformaci v horní části ozvučnice.

Tab. 12 Porovnání vybraných vlastních tvarů a frekvencí pro subwoofer

Mód	Numerická simulace	Experiment
8	613,19 Hz	609,67 Hz
		
12	775,88 Hz	785,96 Hz
		
25	1260,00 Hz	1282,65 Hz
		

Tímto způsobem byl verifikován nově nalezený materiál, který byl zpětně aplikován pro modální analýzu satelitu i subwooferu jejichž výsledky jsou uvedeny v přílohách 1 a 2. Dále byly tyto výsledky využity pro harmonickou analýzu a další simulace.

V tabulkách 13 a 14 jsou vypsány a vzájemně porovnány spárované vlastní frekvence pro všechny nalezené tvary, včetně poměrného tlumení, jehož hodnota se v různých módech výrazně nemění, a to ani v případě satelitu a subwooferu. Aritmetický průměr pro obě struktury je roven 5,125 %.

V porovnání s nejčastěji používaným materiálem pro výrobu reproduktorových beden, kterým jsou MDF desky s hodnotou Youngova modulu pružnosti 3 GPa – 4 GPa a zároveň hodnotou tlumení mezi 2,5 % a 3,5 % je materiál společnosti Deeptime v obou ohledech lepší, s Youngovým modulem až o 2,6 GPa vyšším (zlepšení o 86 %) a hodnotou vnitřního tlumení až o 2,6 % vyšší (zlepšení o 100 %).

Tab. 13 Porovnání simulace a experimentální modální analýzy pro satelit

SIMULACE E = 5,6 GPa		EXPERIMENT			
Mód	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Odchylka [%]	Poměrné tlumení [%]	
7	898,88	894,97	0,43	5,69	
8	1145,60	1141,10	0,39	4,79	
		1159,25	-1,19	4,19	
9	1405,10	1384,94	1,43	5,33	
		1420,79		4,19	
10	1709,30	1685,17	1,41	4,46	
		1705,99	0,19	4,81	
11	1758,00	1797,88	-2,27	5,18	
		1825,22		4,10	
		1901,65		8,98	
12	2224,90				
13	2287,50	2268,34	0,84	5,00	
		2326,21		4,93	
14	2366,60	2383,00	-0,69	5,25	
15	2468,20	2474,14	-0,24	6,02	
		2540,82		4,62	
16	2791,70				
Medián odchylky [%]			0,29	Průměrné tlumení [%]	5,17

Tab. 14 Porovnání simulace a experimentální modální analýzy pro subwoofer

SIMULACE E = 5,6 GPa		EXPERIMENT		
Mód	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Odchylka [%]	Poměrné tlumení [%]
7	609,25			
8	613,19	606,69	-1,06	5,47
		609,67	-0,57	5,68
9	621,98			
10	712,78			
11	775,07	785,96	1,41	5,15
12	775,88		1,30	

13	831,15	855,62	2,94	5,01	
14	833,10		2,70		
15	1004,80	1027,52	2,26	4,71	
16	1067,20	1101,87	3,25	4,75	
17	1067,90		3,18		
18	1109,90				
19	1114,30				
20	1155,20				
21	1181,10				
22	1187,60				
23	1236,80				
24	1257,90				
25	1260,00	1282,65	1,80	4,77	
26	1327,30				
Medián odchylky [%]			2,03	Průměrné tlumení [%]	5,08

4.4 HARMONICKÁ ANALÝZA

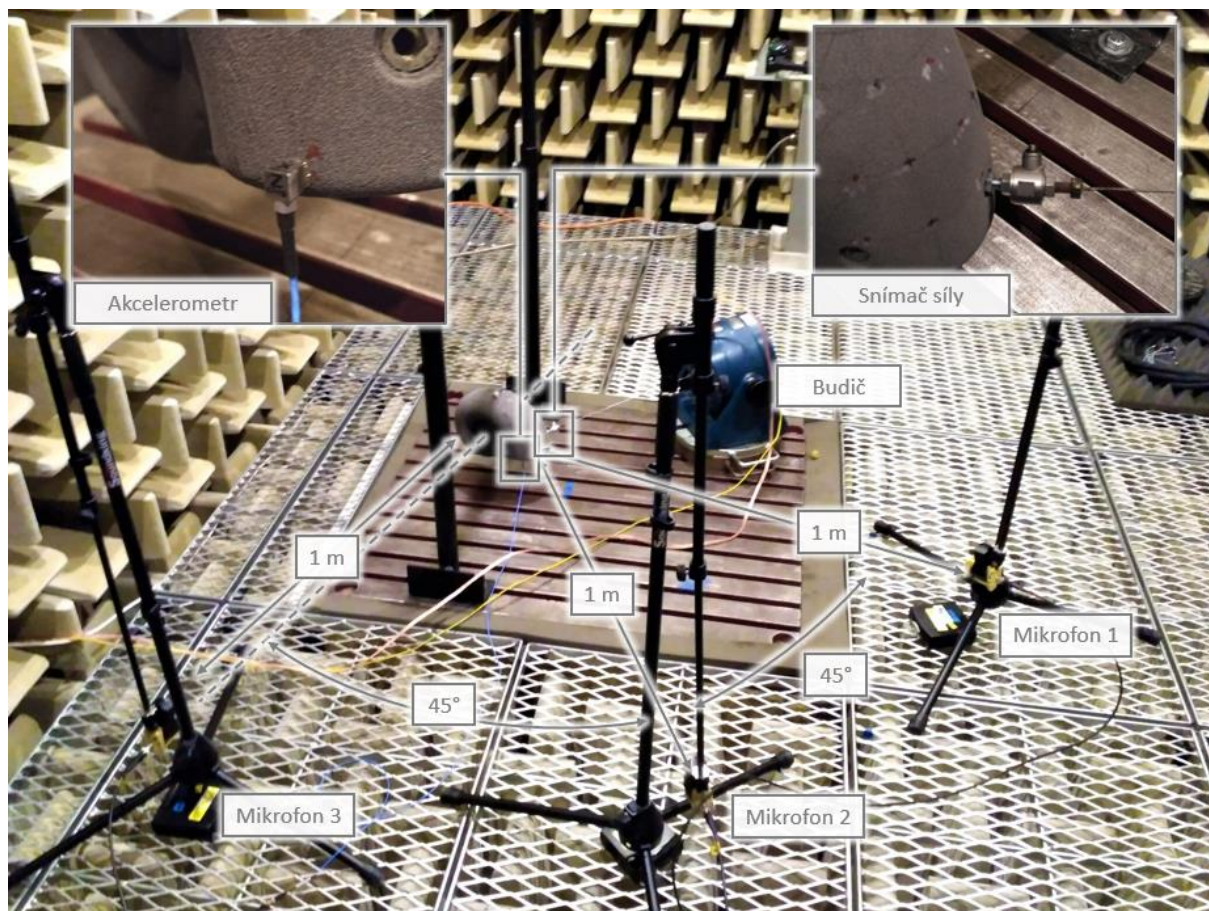
Po získání mechanických vlastností materiálu a hodnoty tlumení bylo možné přistoupit k harmonické analýze, při které byla síla vyvolávána budičem. Parametry zkoumaných ozvučnic zůstaly stejné jako v případě modální analýzy. Tedy pouze ozvučnice se závitovými vložkami, přes které probíhalo buzení. Nejprve byl proveden experiment, jehož výsledky (hodnota budicí síly) byly aplikovány v následujícím numerickém modelu. Pro získání přesnějších dat bylo měření prováděno opět jak na satelitu, tak na subwooferu.

4.4.1 EXPERIMENT

Experimentální harmonická analýza probíhala v bezdozvukové komoře na VUT a rozmístění aparatury při měření satelitu je znázorněno a popsáno na obrázku 30. Ozvučnice byly postupně volně zavěšeny a buzení probíhalo za použití budiče vibrací Robotron 110/6, který byl s ozvučnicí spojen budicí tyčinkou upevněnou v jedné ze závitových vložek. Buzení tedy probíhalo pouze v jednom, na základě předchozí modální analýzy, předem vybraném místě. Na konec tyčinky, co nejbližší buzené struktuře, byl umístěn snímač síly. Odezva buzení byla měřena 3-osým akcelerometrem, a to v jednom bodě (bod A) totožném s měřením experimentální modální analýzy (viz. Obr. 29).

Ve vzdálenosti 1 m od ozvučnice byly rozmístěny tři mikrofony, které sloužily k ověření vzniku rezonancí při analýze výsledků. V případě satelitu se jednalo o dva mikrofony v rovině reproduktoru vzdálené 1 m od jeho středu, a o jeden mikrofon v ose šneku, vzdálený 1 m od roviny symetrie. V případě subwooferu byly mikrofony rozmístěny opět po 45° v jedné z rovin tvořené hlavní osou a středem ústí bassreflexového nátrubku, vzdálené 1 m od středu otvoru v horní části ozvučnice, počínaje mikrofonem 1 nad horním otvorem v hlavní ose.

Veškeré výše zmíněné vstupy byly přivedeny do 5-kanálového analyzátoru B&K 3560-B-020 a data byla zaznamenána a zpracována v softwaru BK Connect.



Obr. 30 Rozmístění aparatury v bezdozvukové komoře při měření satelitu

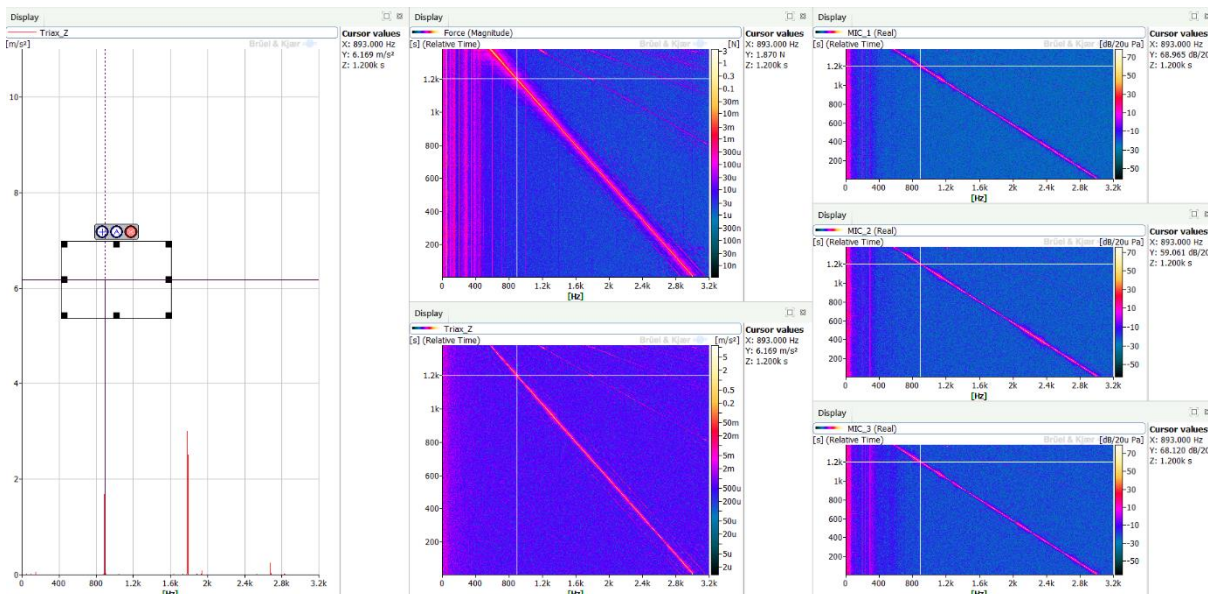
V rámci měření byla nejprve provedena harmonická analýza s buzením v celém rozsahu zkoumaných frekvencí, tedy od 3000 Hz do 300 Hz pro satelit a od 2000 Hz do 300 Hz pro subwoofer. Výsledky částečně potvrdily předpokládané kritické frekvence, ale zároveň odhalily i nové potenciálně problémové frekvence, které byly v rámci měření dále analyzovány.

ANALÝZA DAT PRO SATELIT

Vzhledem k tomu, že v nižších frekvencích docházelo k rezoncím aparatury, byly další hodnoty uvažovány od 600 Hz výše, kde už bylo možné sledovat rezonance samotné struktury.

Data byla zpracována v časové doméně s frekvenčním rozsahem 3,2 kHz a frekvenčním rozlišením 1 Hz. Vzhledem k velkému objemu dat byla vykreslena v intervalu 2 s, což je vzhledem k délce měření a době po jakou byla každá frekvence buzena (cca 10 s), dostačující.

Vyhodnocení proběhlo v prostředí BK Connect (viz. Obr. 31), kde byly na multispektru určeny oblasti maximální amplitudy zrychlení v ose Z (normála na plochu) a konkrétní hodnota maxima byla odečtena z 2D křivky. Zároveň byly odečteny hodnoty síly a tlaku na mikrofonech v daném čase.



Obr. 31 Ukázka způsobu vyhodnocení dat satelitu v prostředí BK Connect

Kromě výrazné první vlastní frekvence (893 Hz), která velmi přesně odpovídá simulacím, byly na základě dat z akcelerometru určeny dvě další frekvence (1112 Hz a 1306 Hz), při kterých docházelo k rezonanci. Další dvě frekvence byly určeny na základě dat z mikrofonů, kde se při frekvencích 2154 Hz a 2338 Hz objevily výrazné nárůsty tlaku, které mohly být způsobeny rezoncemi v místech, kde nebyl umístěn akcelerometr.

Z měření byla získána data (viz. Tab. 15) efektivní hodnoty amplitudy zrychlení a budící síly, která byla, s ohledem na to, že se jednalo o sinusový průběh signálu, přepočtena podle vzorce (26) na maximální hodnotu amplitudy, která slouží jako hodnota zadaná a porovnávána se hodnotami z numerických modelů.

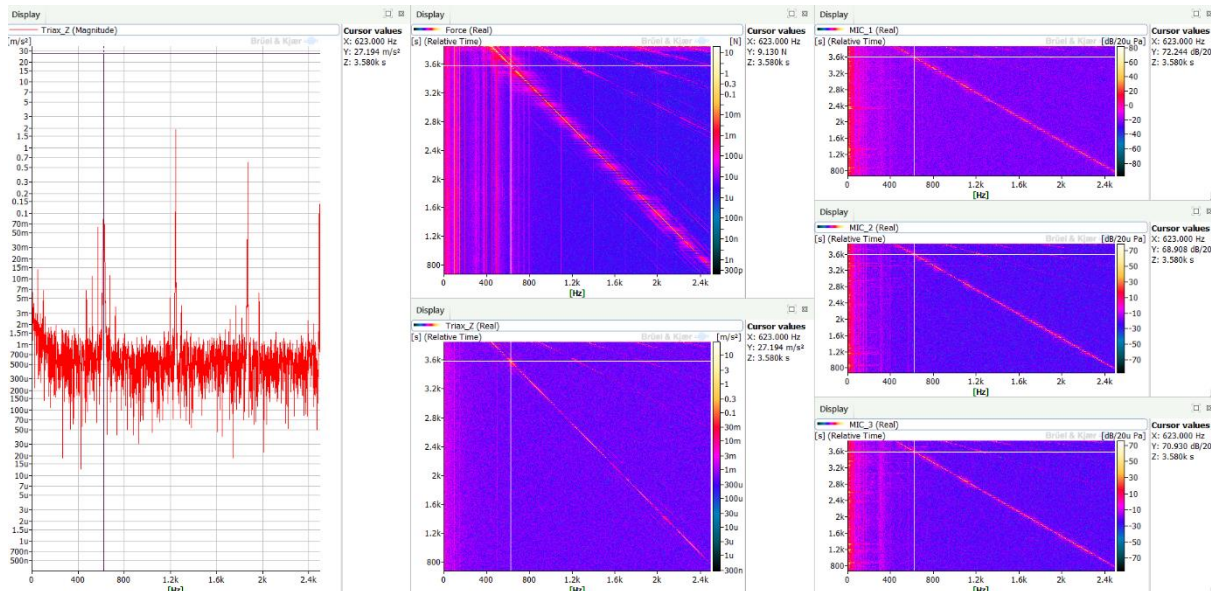
$$F_{RMS} = \frac{F_{max}}{\sqrt{2}} \quad (26)$$

Tab. 15 Hodnoty zrychlení a síly při daných frekvencích pro satelit

Frekvence [Hz]	Čas [s]	Zrychlení [ms ⁻²]		Síla [N]	
		Efektivní hodnota (RMS) amplitudy	Amplituda (pro simulaci)	Efektivní hodnota (RMS) amplitudy	Amplituda (pro simulaci)
893	1200	6,169	8,724	1,870	2,645
1112	1076	5,604	7,925	0,776	1,097
1306	966	10,411	14,723	0,527	0,745
2154	488	3,481	4,923	0,238	0,337
2338	384	3,762	5,320	0,225	0,318

ANALÝZA DAT PRO SUBWOOFER

Analýza dat pro subwoofer probíhala obdobným způsobem jako u satelitu. S ohledem na první vlastní frekvenci byla data hodnocena od 500 Hz až do 2500 Hz. Frekvenční rozsah byl opět nastaven na 3,2 kHz s frekvenčním rozlišením 1 Hz a vykreslení po 2 s.



Obr. 32 Ukázka způsobu vyhodnocení dat subwooferu v prostředí BK Connect

První vlastní frekvence byla nalezena při 623 Hz a byla přiřazena 8. vlastnímu tvaru u simulace (613 Hz), neboť první vlastní tvar (609 Hz) se projevuje pouze ve spodní části ozvučnice, kde nebyl umístěn akcelerometr. Při takto nízké frekvenci výrazně narostla budící síla a hodnota amplitudy oproti předchozímu měření satelitu. Další frekvence byla zjištěna při 768 Hz s výrazně nižšími hodnotami. Vzhledem k tomu, že další hodnoty zrychlení byly oproti první a druhé vlastní frekvenci výrazně menší a vzhledem k tomu, že subwoofer přehrává frekvence pouze do 200 Hz, další vlastní tvary nebyly do dalších výpočtů zahrnuty.

Data v tabulce 16 byla za použití vzorce (26) zpracována obdobným způsobem jako pro satelit a v další kapitole byla taktéž porovnána s výsledky z numerických modelů.

Tab. 16 Hodnoty zrychlení a síly při daných frekvencích pro subwoofer

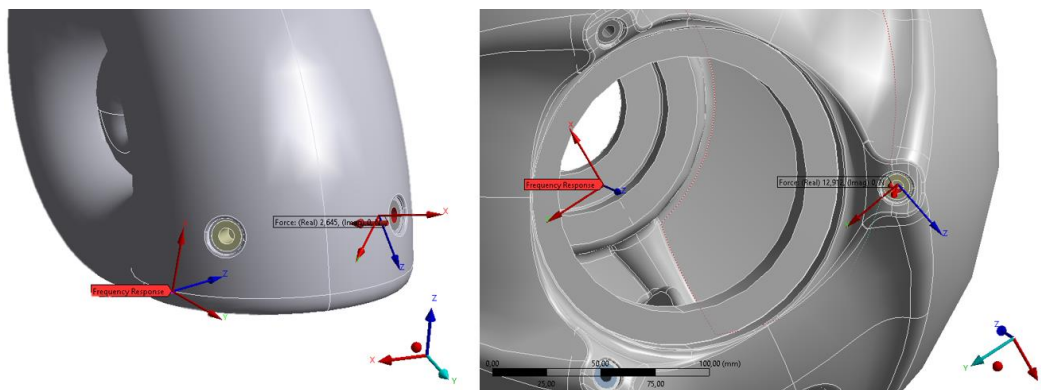
Frekvence [Hz]	Čas [s]	Zrychlení [ms ⁻²]		Síla [N]	
		Efektivní hodnota (RMS) amplitudy	Amplituda (pro simulaci)	Efektivní hodnota (RMS) amplitudy	Amplituda (pro simulaci)
623	3580	27,194	38,458	9,130	12,912
768	3362	2,510	3,550	1,904	2,693

4.4.2 NUMERICKÁ SIMULACE

Numerická simulace harmonické analýzy vycházela z předchozí modální analýzy a jejich výsledků (využití modální superpozice), proto je i použitá geometrie, vazby a nastavení parametrů sítě totožné. Jedná se o volnou harmonickou analýzu, kde jsou jako vstupní data použity parametry mechanických vlastností získaných a ověřených dříve v této práci, dále

hodnota tlumení získaná experimentální modální analýzou, a nakonec hodnota budící síly z tabulek 15 a 16, kde se zároveň nacházejí hodnoty amplitudy zrychlení ve zkoumaném bodě A, které byly dále porovnávány s výsledky z numerických modelů.

V první části byl frekvenční rozsah definován vždy v oblasti 40 Hz kolem vlastního tvaru, tak aby byla zachycena celá amplituda, počet intervalů byl nastaven na 40, tudíž krok je 1 Hz. Budící síla byla pro daný rozsah konstantní a místo buzení bylo definováno v souladu s experimentem, do závitové vložky v axiálním směru. (viz. Obr. 33) Frekvenční odezva zrychlení byla snímána v uzlu, jehož poloha odpovídala poloze bodu A, ve kterém byl při experimentu umístěn akcelerometr. Tlumení bylo nastaveno konstantní 5,125 %, odpovídající průměrné hodnotě získané z tabulek 13 a 14.

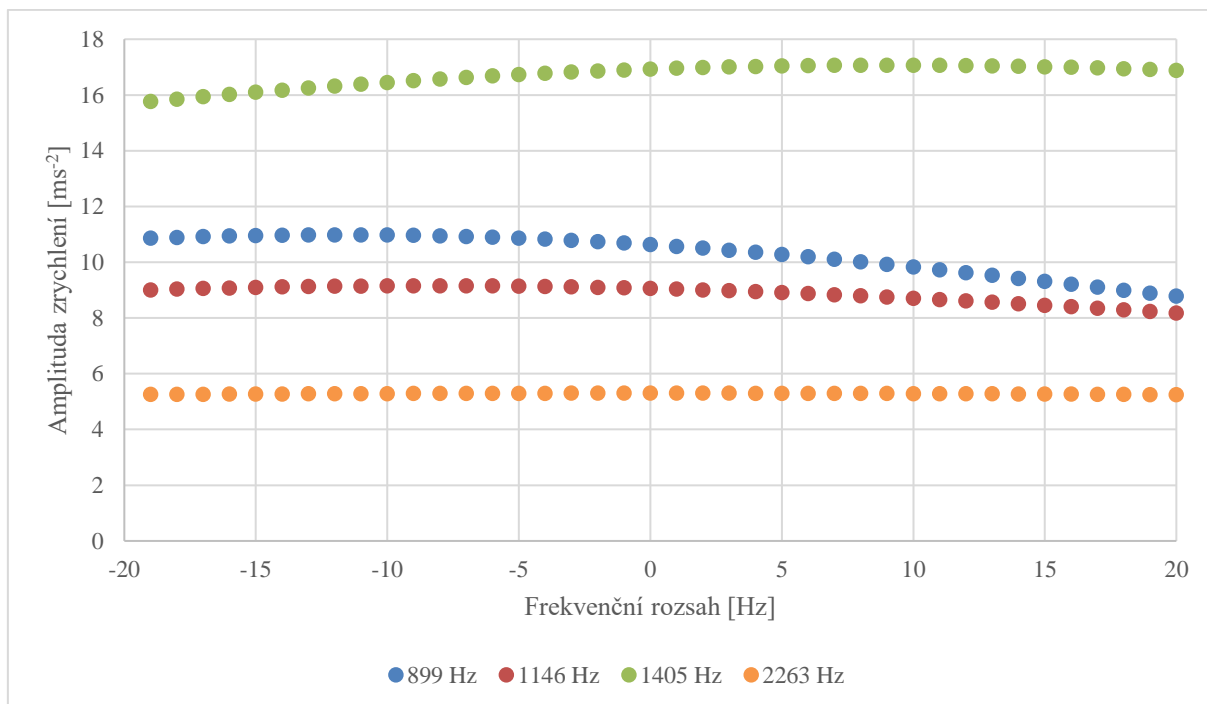


Obr. 33 Umístění a orientace akcelerometru a budící síly

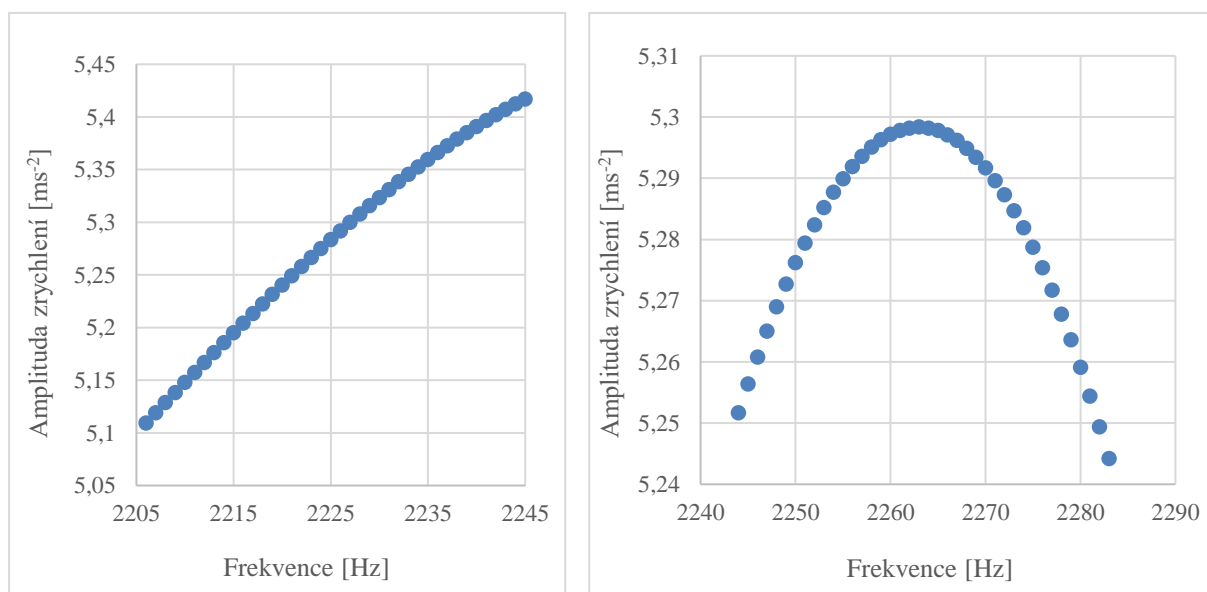
V druhé části byla provedena harmonická analýza v celém zkoumaném frekvenčním rozsahu (600 Hz – 3000 Hz pro satelit a 500 Hz – 1100 Hz pro subwoofer), která byla graficky porovnána s naměřenými daty. Všechny parametry byly shodné s předchozí simulací, pouze síla byla nastavena na 1 N. Jednalo se tedy o normalizovanou sílu a získané absolutní hodnoty zrychlení není možné porovnávat se získanými absolutními hodnotami zrychlení při experimentu. Na druhou stranu je však možné určit s jakou přesností odpovídají zjištěné vlastní tvary reality a jaký je poměr mezi jednotlivými amplitudami, tedy jaké frekvence mají největší vliv na chování struktury.

ANALÝZA DAT PRO SATELIT

Frekvenční odezva pro jednotlivé vlastní tvary je znázorněna na grafu 1. Při detailním zkoumání jednotlivých frekvencí a při vhodném nastavení osy y lze vidět jednotlivá maxima, ale také to, že u frekvencí 2225 Hz a 2287 Hz, určených v předchozí kapitole jako vhodné k dalšímu zkoumání, se nepodařilo zachytit vrcholy amplitud (pro 2225 Hz ukázáno na grafu 2). Proto byl proveden dodatečný výpočet, který vykreslil pouze jeden vrchol amplitudy zrychlení při 2263 Hz.



Graf 1 Amplituda zrychlení v ose Z (normála na plochu) u vybraných frekvencí



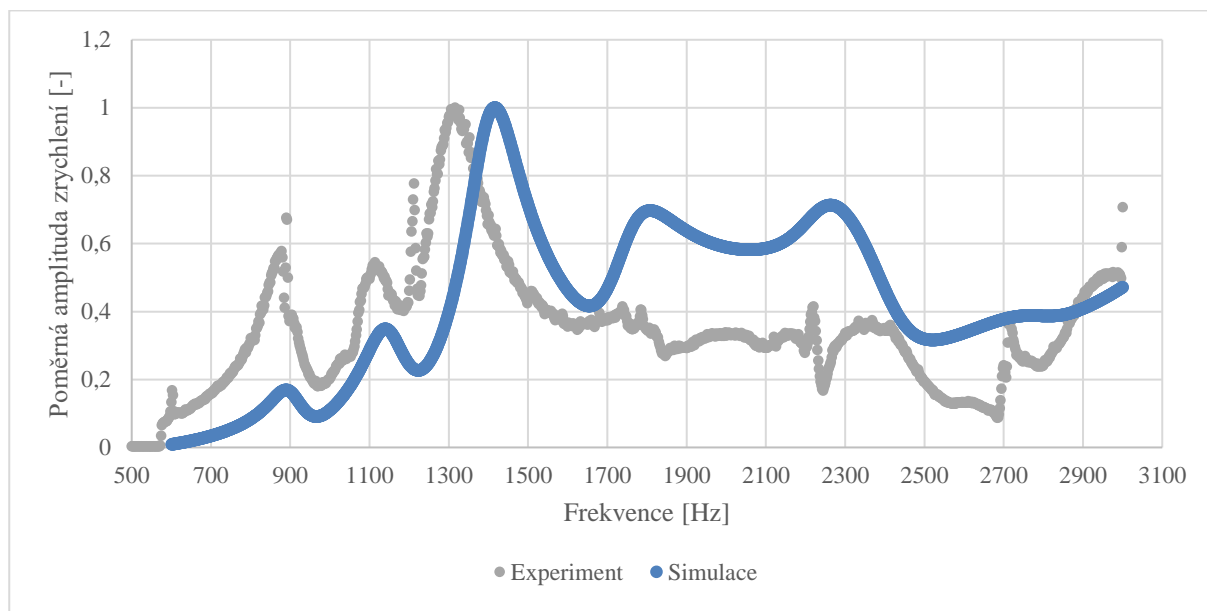
Graf 2 Nalezení amplitudy při 2263 Hz

Maximální hodnoty amplitud byly zaneseny do tabulky 17 a porovnány s hodnotami z experimentu. Numerický model poměrně přesně odpovídá naměřeným datům, zejména v poměru mezi jednotlivými maximy. Odchytku by bylo možné výrazně snížit úpravou materiálového tlumení pro jednotlivé vlastní tvary z tabulky 13. Tato úprava však by nebyla vhodná, protože v důsledku nastavení různých hodnot tlumení pro různé frekvence, by již nebylo možné popsat chování struktury jedním numerickým modelem a výpočtem. Tudíž i následné porovnání vlivu konstrukčních úprav by bylo komplikovanější, nevyhovující a nepřehledné.

Tab. 17 Porovnání hodnot zrychlení při experimentu a numerické simulaci u satelitu

Experiment			Numerická simulace		Odchylka
Frekvence [Hz]	Síla [N]	Zrychlení v Z [ms^{-2}]	Frekvence [Hz]	Zrychlení v Z [ms^{-2}]	
893	2,645	8,724	887	10,98	21 %
1112	1,097	7,925	1138	9,152	13 %
1306	0,745	14,723	1414	17,066	14 %
2154	0,337	4,923	2263	5,298	3 %
2338	0,318	5,320			

Následná harmonická analýza v celém rozsahu (600 Hz – 3000 Hz) byla nastavena s krokem 1 Hz a porovnána s experimentálně zjištěnými daty. Ta byla zpracována FFT analýzou ve frekvenční doméně. S ohledem na objem dat byl nastaven frekvenční rozsah 3,2 kHz a rozlišení 2 Hz.



Graf 3 Porovnání numerického modelu satelitu s experimentem

Na grafu 3 je vidět, že numerický model poměrně přesně odpovídá realitě, a to zejména díky výsledkům prvních třech vlastních nenulových tvarů. Ty jsou sice mírně posunuty do vyšších frekvencí, což může být způsobeno diskretizací modelu nebo nepřesností reálných modelů, ale důležité je, že numerický model všechny tři tvary popsal, a tudíž i vliv následných konstrukčních úprav bude moci být na tomto modelu demonstrován.

Nejvýraznější vrchol nastává v oblasti třetího vlastního nenulového tvaru při 1414 Hz, kterému předcházejí první dva nenulové vlastní tvary, jejichž amplitudy jsou jak v experimentu, tak v simulaci, výrazně nižší. Model vykresluje poměrně velké hodnoty zrychlení mezi frekvencemi 1800 Hz až 2300 Hz s mírnými vrcholy na okrajích, což sice přesně neodpovídá datům z akcelerometru, ale mikrofony v této oblasti zaznamenaly výrazný nárůst tlaku. Proto i tato oblast stojí za pozornost. Celkově lze vytvořený numerický model považovat za velmi přesný a vypovídající, tudíž dobře použitelný jako podklad pro konstrukční úpravy ozvučnice a jejich vyhodnocení.

ANALÝZA DAT PRO SUBWOOFER

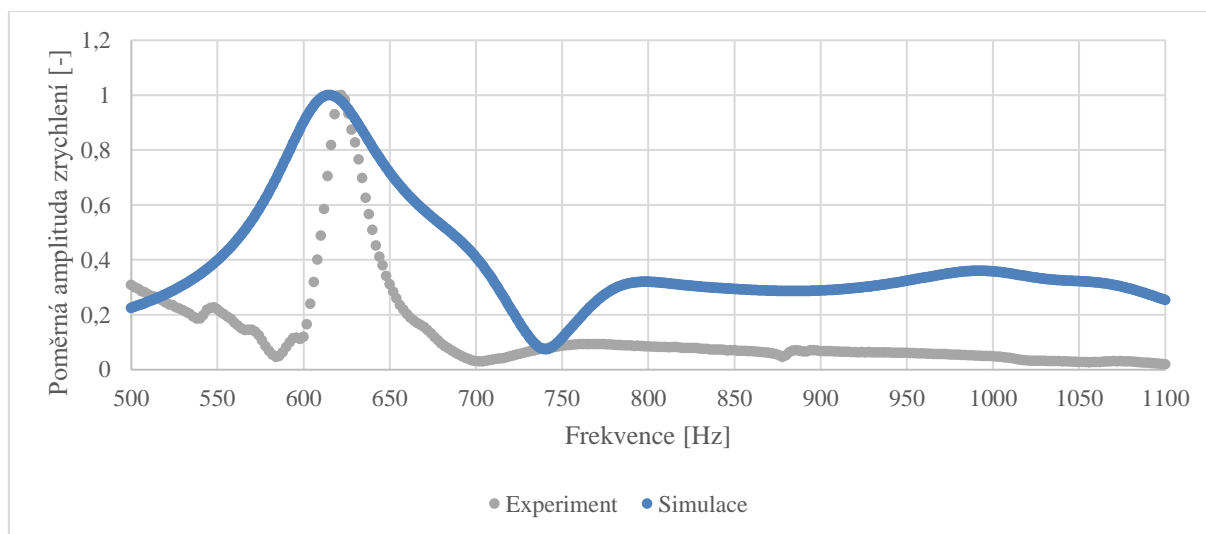
Data ze subwooferu byla analyzována obdobným způsobem jako při analýze satelitů. Zkoumány byly dvě frekvence, které byly na základě předchozí experimentální harmonické analýzy vyhodnocené jako potenciálně kritické. Jednalo se o druhý vlastní nenulový tvar při 615 Hz a 775 Hz, resp. 799 Hz, kde se nacházel vrchol amplitudy.

Hodnoty zrychlení z experimentu a simulace byly zaneseny do tabulky 18 a porovnány. Odchyłka je podobná jako u satelitu a opět lze říci, že zejména poměrově je model velmi přesný – zrychlení v ose Z při frekvenci 623 Hz, resp. 615 Hz je řádově větší, než zrychlení při pátém vlastním nenulovém tvaru 768 Hz, resp. 799 Hz.

Tab. 18 Porovnání hodnot zrychlení při experimentu a numerické simulaci u subwooferu

Experiment			Numerická simulace		Odchyłka
Frekvence [Hz]	Síla [N]	Zrychlení v Z [ms^{-2}]	Frekvence [Hz]	Zrychlení v Z [ms^{-2}]	
623	12,912	38,458	615	50,554	24%
768	2,693	3,550	799	3,409	4%

Následně byla opět provedena harmonická analýza v celém zkoumaném rozsahu (500 Hz až 1100 Hz) a porovnána s experimentem (viz. Graf 4).



Graf 4 Porovnání numerického modelu subwooferu s experimentem

Vzhledem k tomu, že v daném zkoumaném frekvenčním rozsahu se vyskytuje pouze jeden výrazný vrchol při druhém vlastním nenulovém tvaru, je těžké určit, do jaké míry je vytvořený model přesný. Nicméně i v tomto případě se model shoduje s experimentálními daty – výrazný nárůst amplitudy mezi 600 Hz až 650 Hz a následný pokles s velmi nevýrazným vrcholem kolem 800 Hz. Proto je možné považovat numerický model za vyhovující podklad pro konstrukční úpravy ozvučnice a jejich následné vyhodnocení.

4.5 VÝPOČTOVÁ MODÁLNÍ ANALÝZA VNITŘNÍHO OBJEMU VZDUCHU

Tato volná modální analýza akustického prostoru byla provedena za účelem zjištění vlastních frekvencí a tvarů, resp. míst s tlakovými maximy uvnitř ozvučnice. Díky tomu bylo možné určit kritická místa na ozvučnici, na která působí tlakové změny a v extrémních případech i místa, kde se shoduje amplituda tlaku s amplitudou maximální výchylky samotné struktury při shodné frekvenci, tak jak uvádí [34] zmiňovaný v kapitole 1.3.

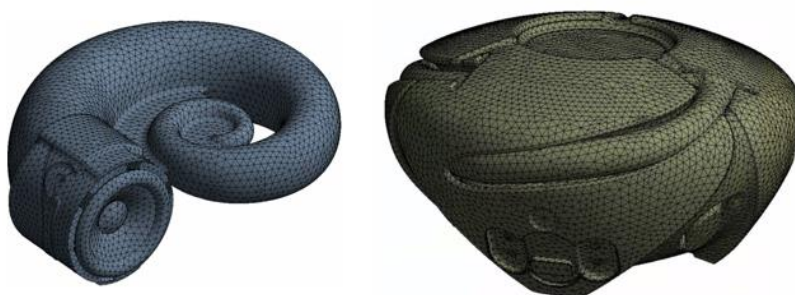
Tvar vnitřního akustického prostoru je definován geometrií ozvučnice, od kterého byl dále odečten objem reproduktoru (koše a magnetů). Hranice mezi vnitřním prostorem a okolím je definována plochou membrány reproduktoru a v případě bassreflexových nátrubků u subwooferu dodatečně vymodelovanými plochami na konci těchto nátrubků.

Použitý materiál byl vzduch předdefinovaný v softwaru ANSYS, jehož hustota je $1,225 \text{ kg/m}^3$ a rychlost šíření zvuku je $346,25 \text{ m/s}$. Tlumení bylo pro účely modální analýzy potlačeno.

Podle podmínky vyplývající ze vzorce 16 v kapitole 1.1.4 byl zjištěn maximální možný rozměr prvku s ohledem na zkoumanou frekvenci, tak aby byla nejkratší zkoumaná zvuková – tlaková vlna popsána alespoň šesti prvky. To dává smysl v případě satelitu, u kterého se uvažuje o analýze až do 5 kHz.

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f} = \frac{346,25}{6 * 5\,000} = 11,54 \text{ mm} \quad (27)$$

Z výpočtu vyplývá, že maximální velikost elementu l_{max} pro satelit v případě zkoumané frekvence do 5 kHz je 11,54 mm. S ohledem na výpočetní výkon a požadovanou přesnost byla velikost prvku zvolena 4 mm pro satelit, z čehož vychází celkový počet prvků 122 172. U subwooferu není důvod ke zkoumání vyšších frekvencí než do 1,5 kHz, proto byla zvolena velikost prvku 7 mm, z čehož vychází 315 720 prvků. V obou případech byl zvolen typ prvku tetraedr a diskretizované modely jsou znázorněny na obrázku 34.

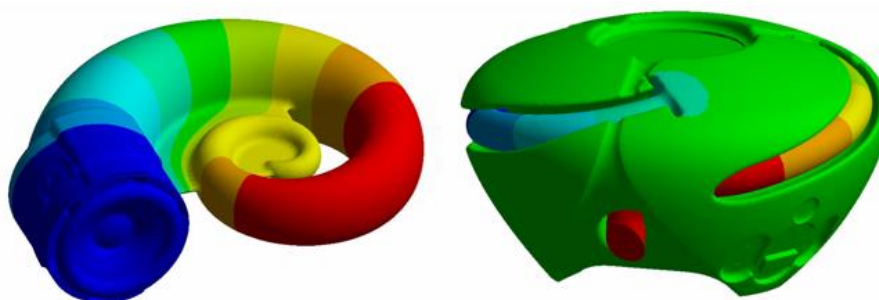


Obr. 34 Diskretizované vnitřní akustické prostory ozvučnic

U satelitu bylo získáno 50 vlastních tvarů akustického prostoru, kde první vlastní frekvence je nulová. První nenulový tvar – druhý vlastní tvar začíná na frekvenci 574,6 Hz a je znázorněn na obrázku 35. Až do 8. vlastního tvaru kmitání akustického prostoru připomíná kmitání v trubici. V příloze 3 je vypsáno všech 50 vlastních tvarů a jejich frekvencí.

U subwooferu byla analýza provedena taktéž pro 50 vlastních tvarů, z nichž první je nulový. První nenulový tvar – druhý vlastní tvar má frekvenci 212 Hz s tlakovým maximem na konci bassreflexového nátrubku a stejně tak je tomu i u třetího a čtvrtého tvaru o velmi podobných

frekvencích 212 Hz a 220,7 Hz. Všechny 50 vlastních tvarů s frekvencemi je opět vypsáno v příloze 3.



Obr. 35 První nenulový vlastní tvar akustického prostoru satelitu (574,6 Hz) a subwooferu (212 Hz)

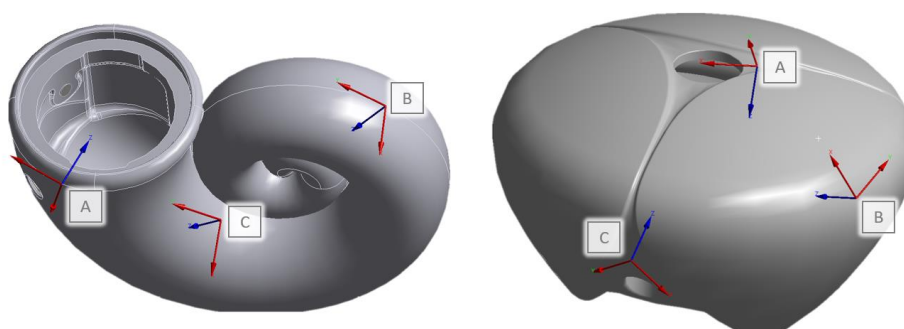
4.6 ANALÝZA KRITICKÝCH LOKACÍ, VLASTNÍCH TVARŮ A FREKVENCÍ

V této části byla využita data numerického modelu, již porovnaná s experimentálními daty. Zkoumaný frekvenční rozsah byl rozšířen v případě satelitu od 100 Hz do 5000 Hz a v případě subwooferu od 20 Hz do 1500 Hz.

Zkoumání vyšších frekvencí v případě satelitu by bylo zbytečné, protože jednak vyšší frekvence mají menší vliv na výslednou akustiku [32], a za druhé je zde riziko nižší přesnosti modelu, který vychází z experimentu prováděného do 3 kHz. Výrazně vyšší frekvence u subwooferu, než jakou je schopen přehrát, byla nastavena z toho důvodu, že první vlastní tvar, a tudíž i výraznější nárůst zrychlení struktury, se vyskytuje až při frekvenci přes 600 Hz. Vliv následných konstrukčních úprav bude tedy porovnáván jak v oblasti přehrávané frekvence (20 Hz – 200 Hz), tak v celé zkoumané oblasti (20 Hz – 1500 Hz), kde lze předpokládat názornější projevy změn.

Vzhledem k velkému materiálovému tlumení jsou amplitudy poměrně široké, tudíž nehrozí riziko jejich přílišného zkreslení, nebo dokonce přeskočení, a proto mohl být frekvenční krok analýzy nastaven po 2 Hz pro satelit a 1 Hz pro subwoofer.

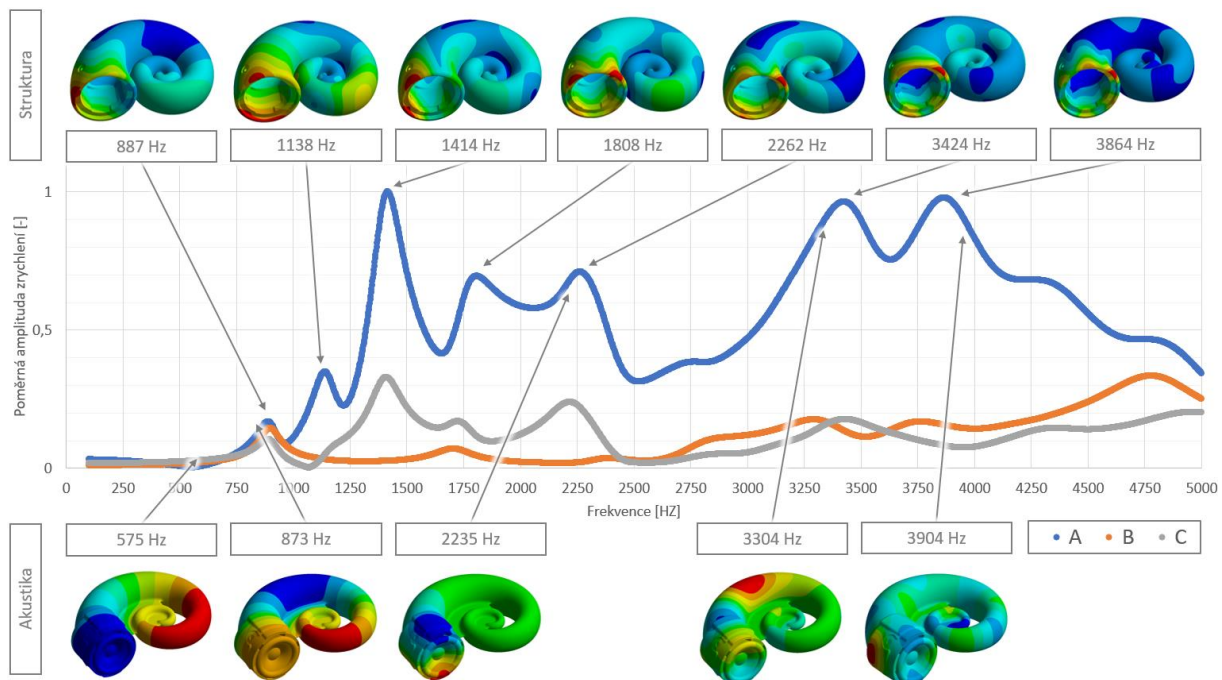
Do modelů byla vložena dvě další místa, ve kterých bylo zkoumáno zrychlení v ose Z, kde osa Z je normálou na plochu v daném místě. Původní místo zkoumání zrychlení (A) shodné s předchozími experimenty a modely, bylo ponecháno. Umístění těchto bodů (A, B a C) je znázorněno na obrázku 36.



Obr. 36 Umístění a orientace akcelerometrů v simulačním modelu

Na strukturu byla aplikována síla 1 N do závitové vložky, stejně jako u předchozí simulace. Výstupem je tedy zrychlení struktury v daných bodech, které ale nelze porovnávat s absolutními hodnotami zrychlení získanými při experimentu, nýbrž pouze vzájemně mezi sebou, což je pro potřeby konstrukční optimalizace dostačující. Ze všech hodnot zrychlení pro danou geometrii byla vybrána maximální hodnota, kterou byly děleny všechny ostatní hodnoty. Díky tomu můžeme vzájemně porovnávat hodnoty z míst A, B i C.

Frekvenční odezva z jednotlivých bodů byla vykreslena do grafu a jednotlivé vrcholy byly doplněny deformovanými tvary struktury při dané frekvenci. Také byly přidány výstupy z akustické analýzy, kde tlaková maxima mohou v některých místech a za daných frekvencí způsobovat dodatečné buzení struktury [34]. Takto zpracovaná data byla znázorněna na obrázcích 37 a 38, a dále analyzována.

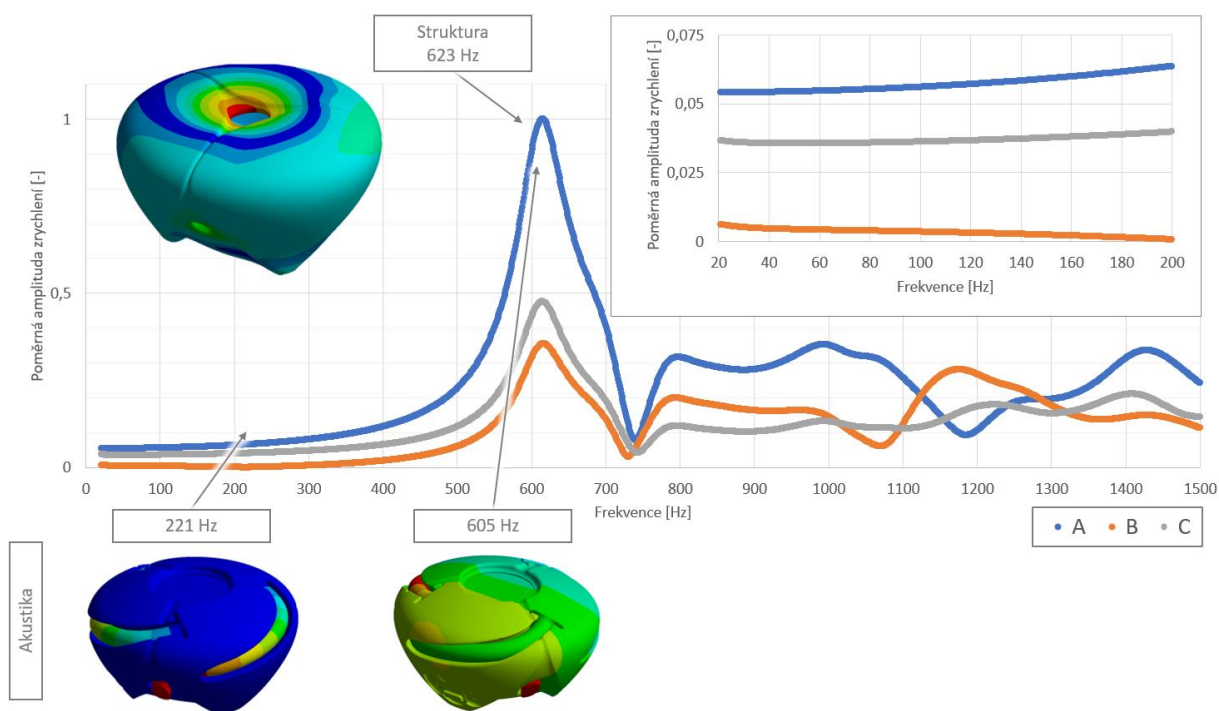


Obr. 37 Frekvenční odezva satelitu v bodech A,B,C s vybranými deformovanými tvary struktury a vlastními tvary akustického prostoru

Na vykresleném grafu lze najít první vlastní nenulový tvar struktury kolem hodnoty 890 Hz, jehož amplituda v numerickém modelu nedosahuje takových hodnot, ale s ohledem na předchozí data z experimentu lze předpokládat, že hodnoty mohou být i vyšší. Velmi blízko této hodnotě se nachází vlastní tvar akustického prostoru, který by mohl dále negativně přispívat k buzení struktury. Podobná situace je při druhém vlastním nenulovém tvaru, jehož maxima se taktéž nacházejí v kruhové oblasti ústí šneku a dále na stěně šneku kolem bodu B. Další dva vrcholy jsou v 1808 Hz a 2262 Hz, z nichž druhý je podpořen akustikou vnitřního prostoru, která by mohla budit strukturu v již tak problémovém místě kolem ústí šneku. Poslední dva vrcholy se nacházejí ve vyšších frekvencích (3424 Hz a 3864 Hz), takže jejich vliv na akustiku by neměl být tak výrazný. Oba jsou podpořeny vlastními tvary akustického prostoru, i když ne v tak kritických místech.

Celkově lze tedy říci, že jednoznačně nejproblémovějším místem je ústí šneku, což dokazuje také fakt, že amplituda v místě A je výrazně vyšší, než v ostatních bodech. Jako další

potenciálně problémová místa, i s přihlédnutím k vlastním tvarům struktury získaných z modální analýzy, může být označena oblast kolem bodu B a dále oblast buzená vnitřním akustickým prostorem při frekvenci 3304 Hz.



Obr. 38 Frekvenční odezva subwooferu v bodech A,B,C s vybranými deformovanými tvary struktury a vlastními tvary akustického prostoru

U analýzy subwooferu se potvrdilo, že první vlastní tvar leží až v oblasti přes 600 Hz, což je z hlediska kvality zvuku velmi pozitivní. První vlastní nenulový tvar vnitřního akustického prostoru je mezi 210 Hz až 225 Hz, což je dáno samotným „laděním“ reprobedny. Jako kritické místo se jednoznačně jeví celá horní část ozvučnice, která není vyztužená, a tudíž u ní snadno dochází k vibracím. Jak lze vidět z grafu 38 v místech B i C, tato deformace se promítá do celé struktury.

I přes to, že v přehrávaných frekvencích (20 Hz – 200 Hz) se nenachází žádná rezonance a hodnota zrychlení (alespoň v poměru k maximální amplitudě) je nízká, může mít horní nevyztužená část negativní vliv na výslednou akustiku, a to zejména z toho důvodu, že se jedná o pohyb velké plochy při nízkých frekvencích.

4.7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH OPTIMALIZACE OZVUČNIC

Cílem konstrukčních úprav byla eliminace některých vlastních tvarů, respektive jejich posunutí do vyšších frekvencí. Úpravy byly zaměřeny zejména na kmitající velké plochy a na tvary při nízkých frekvencích [31]. Zároveň bylo třeba uvažovat polohu kmitající stěny vzhledem k posluchači, neboť místa která jsou orientována ve směru reproduktoru mají větší vliv na výslednou akustiku, a naopak. Pro porovnání vlivu konstrukčních změn byla použita data z předchozí kapitoly, konkrétně hodnoty zrychlení v místě A, a v numerickém modelu jsou nastaveny stejné okrajové podmínky.

Při konstrukčních úpravách bylo třeba brát v potaz používanou technologii 3D tisku písku, která v principu nepřináší mnoho překážek a umožňuje téměř libovolně optimalizovat tvar. Problémem jsou uzavřené dutiny, kterým je třeba se vyvarovat, aby v nich nezůstával nevytvrzený písek. Stejně tak je třeba myslet na snadné čištění vnitřních prostor ozvučnic po jejich vyjmutí z 3D tiskárny. Také bylo třeba se vyhnout tvorbě tenkých stěn a prvků, které by mohly sami o sobě kmitat.

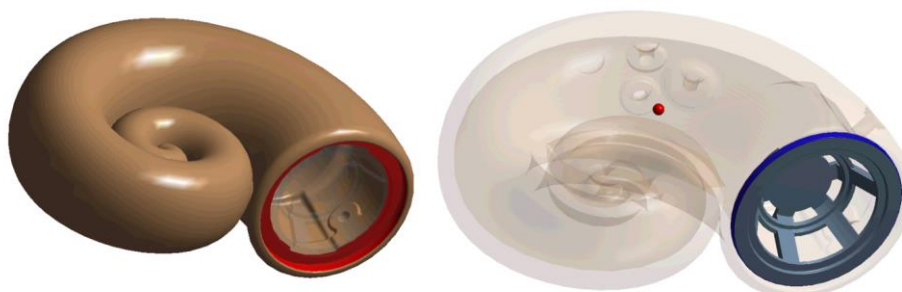
Vzhledem k tomu, že vnitřní objem ozvučnic výrazně ovlivňuje výslednou kvalitu zvuku a byl společností Deeptime optimalizován na základě výpočtů i experimentů, měl by být i přes konstrukční úpravy zachován v původní hodnotě. Některé úpravy však do objemu zasahovaly, i když jen velmi nepatrně, a v rámci této práce nebyl vyplněný objem nikterak kompenzován – došlo k drobnému zmenšení vnitřního objemu. Následnou kompenzaci objemu (např. zvětšení celé ozvučnice) bude moci provést společnost Deeptime, která má k dispozici parametrická CAD data, jež nebyla k této práci poskytnuta.

Poslední věcí, kterou bylo třeba brát při úpravách v úvahu je celkový vzhled, přesněji řečeno design produktu. Z mnoha důvodů, ať už čistě estetických nebo marketingových, nebylo žádoucí aby se konstrukční změny týkaly vnějších – pohledových částí ozvučnic.

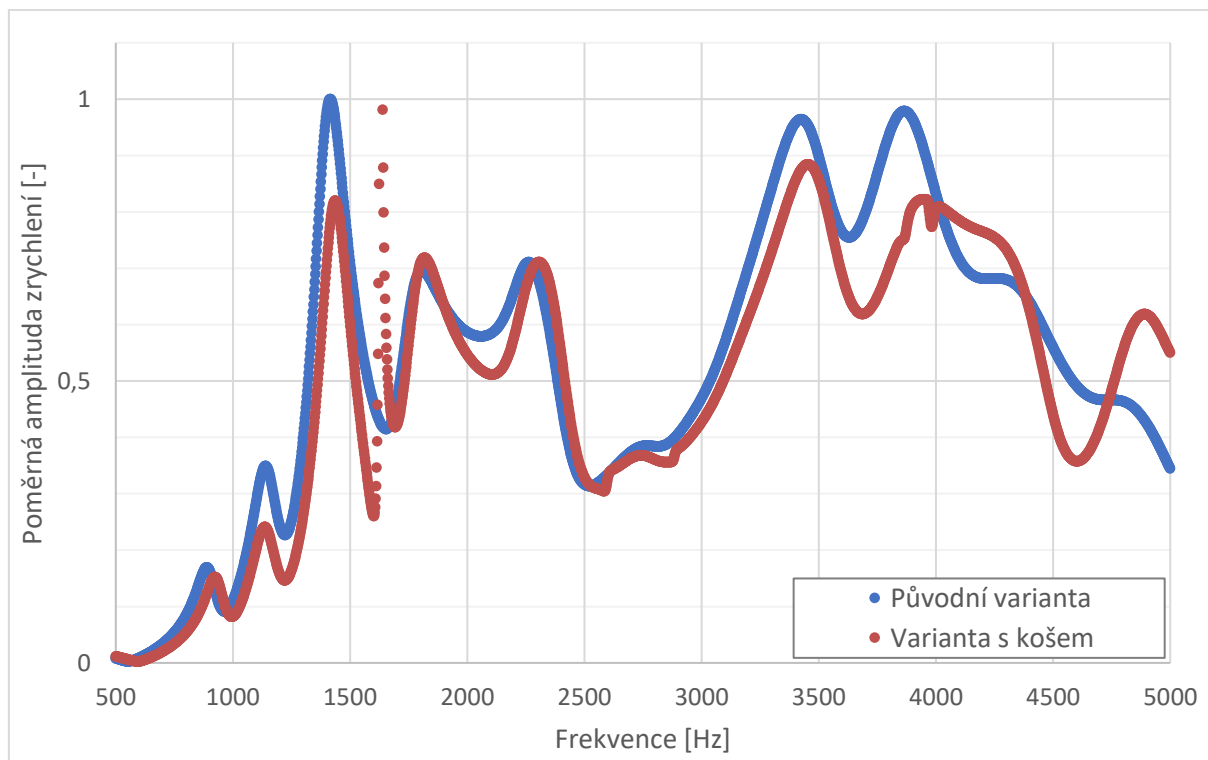
4.7.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY SATELITU

Obecně můžeme říci, že konstrukce šneku je velmi tuhá. V žádné její části se nevyskytují velké nevyztužené plochy a prohloubení mezi jednotlivými zatočeními slouží jako zpevňující prvek. Jako kritické místo se jednoznačně jeví kruhové ústí šneku, kde se projevují v podstatě všechny nalezené vlastní nenulové tvary. Jeho malá radiální tuhost je způsobena absencí jakýchkoliv vyztužení po jeho obvodu, s výjimkou napojení na zbytek struktury na vnitřní straně.

Nabízí se hypotéza, že samotný reproduktor, přesněji jeho koš, by mohl zvyšovat radiální tuhost a tím řešit tento problém. Ovšem při pohledu na konstrukci reproduktoru je patrné, že není zamýšlena ke zvýšení radiální tuhosti. Běžně se totiž reproduktory umísťují do výřezu v deskách, kde tento problém v žádném případě nehrozí. Pro ověření či vyvrácení hypotézy byl sestaven numerický model skládající se z původní geometrie ozvučnice a navíc plastové konstrukce koše reproduktoru. Jako materiál koše byl zvolen ABS plast definován softwarem ANSYS s Youngovým modulem pružnosti $E = 2390 \text{ MPa}$. Vazba mezi košem a ozvučnicí byla nastavena jako pevná (bonded), viz. Obr. 39.



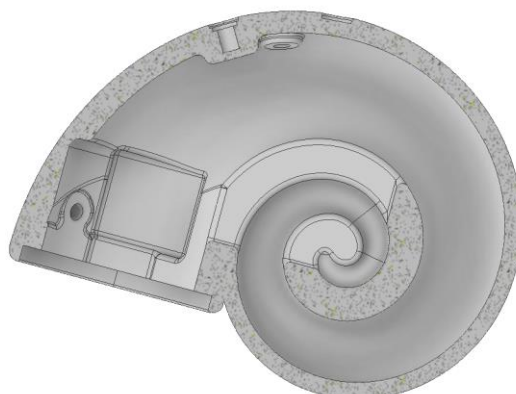
Obr. 39 Ukázka vazby mezi ozvučnicí a košem reproduktoru



Graf 5 Porovnání vlivu konstrukční úpravy (vlození koše) v místě A

Z výsledků je patrné, že koš zvýšil tuhost struktury jen nepatrně. Velký nárůst amplitudy kolem frekvence 1600 Hz je způsoben rezonancí samotného koše v numerickém modelu. Vzhledem k tomu, že se jedná o zjednodušený model reproduktoru, je tato amplituda irelevantní a není jí přisuzován žádný význam.

Jako další logický krok se jeví vyztužení celé kruhové oblasti po jejím obvodu. Avšak vzhledem k omezením z pohledu designu nebylo možné ubírat ani přidávat materiál na vnější straně. Vnitřní strana ústí šneku je maximálně přizpůsobena zástavbě reproduktoru (viz. Obr 40), kde už není prostor pro přidání dalšího materiálu v podobě žebra.



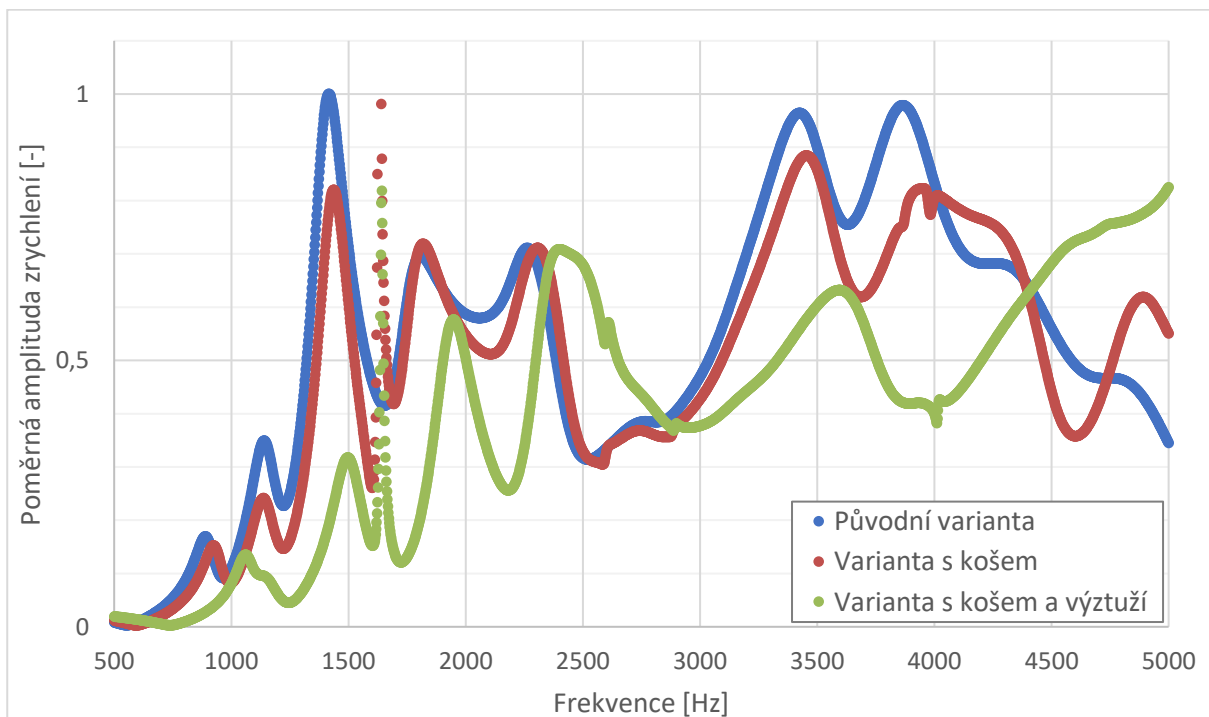
Obr. 40 Řez ozvučnicí satelitu

Konstrukční návrh spočíval ve vyhotovení kovové výztuže o tloušťce 2 mm, která byla zasazena mezi ozvučnicí a reproduktorem (viz. Obr 41). Vzhledem k zjednodušené geometrii ozvučnic používaných v numerických modelech byla i geometrie výztuže zjednodušena – je

bez otvorů pro šrouby, které jsou pro montáž reproduktorů využívány. Okrajové podmínky numerické simulace byly opět nastaveny shodně s předchozími. Jako materiál výztuže byla zvolena ocel definovaná softwarem ANSYS s Youngovým modulem pružnosti $E = 2 \times 10^5$ MPa a vazba mezi ozvučnicí a výztuží byla nastavena jako pevná (bonded), stejně jako mezi výztuží a košem reproduktoru. Vliv této konstrukční úpravy včetně osazení košem reproduktoru je znázorněn na Grafu 6.



Obr. 41 Výztuž satelitu vložená mezi ozvučnici a koš reproduktoru



Graf 6 Porovnání vlivu konstrukční úpravy (vlození výztuže) s předchozími výsledky v místě A

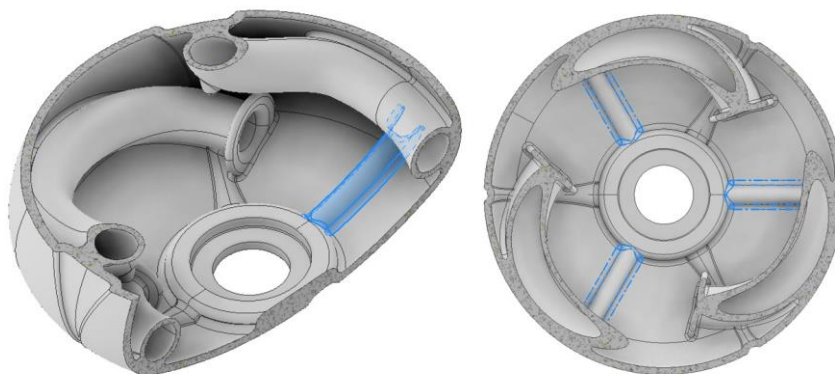
Na základě výsledků lze říci, že se podařilo výrazně snížit (o více jak 65 %) zejména amplitudu při třetím vlastním nenulovém tvaru a mírně ji posunout do vyšších frekvencí, na hodnotu 1500 Hz. I první dva vlastní nenulové tvary byly zredukovány, resp. první tvar byl posunut do vyšších frekvencí a druhý tvar výrazně snížil amplitudu a téměř splynul s prvním. Další zlepšení se projevilo ve vyšších frekvencích, kde byla amplituda vrcholů kolem 3400 Hz a 3800 Hz snížena o 30 – 40 % do jednoho vrcholu na hodnotě 3600 Hz.

Nespornou výhodou tohoto konstrukčního řešení je jeho snadná proveditelnost a ověřitelnost v praxi. V první fázi není nutné provádět žádné úpravy na samotných ozvučnicích, stejně jako v numerickém modelu. Po ověření v praxi bude možné kompenzovat tloušťku výztuže ubráním 2 mm po obvodu ústí šneku, tak aby reproduktory nepřesahovaly přes okraj.

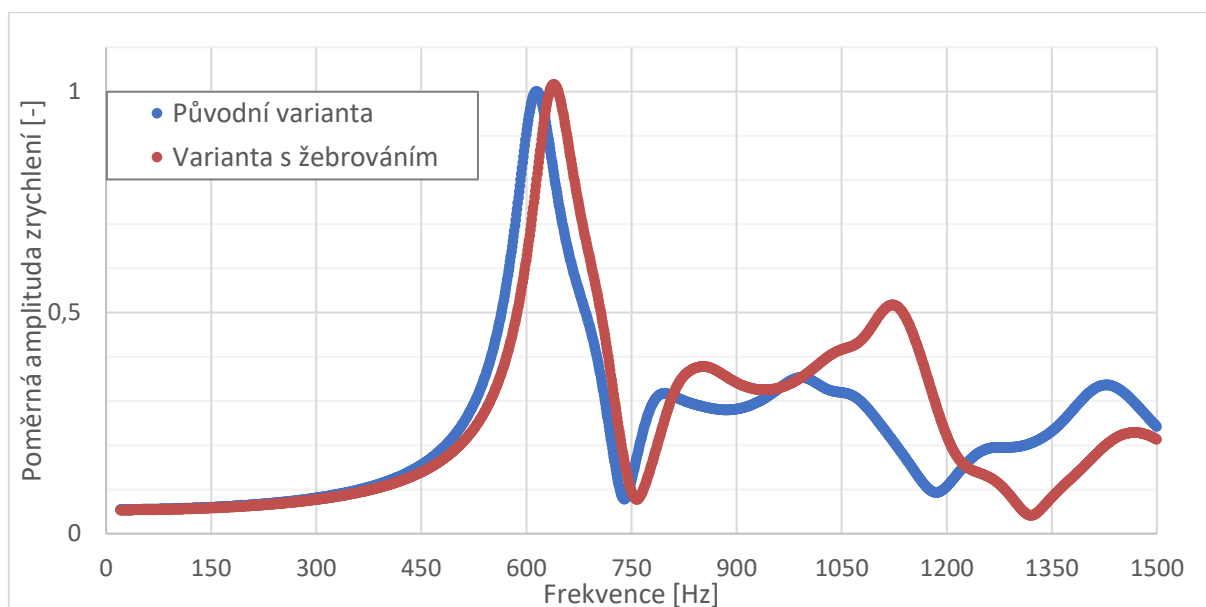
4.7.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY SUBWOOFERU

Vezmeme-li v úvahu rozsah přehrávaných frekvencí (40 Hz – 200 Hz) lze říci, že ozvučnice subwooferu je dostatečně tuhá. Z předchozí analýzy vyplývá, že první vlastní tvar se nachází až za hranicí 600 Hz, kde dochází k výrazné deformaci celé horní části ozvučnice. S ohledem na velkou plochu, která může způsobovat zhoršené akustické vlastnosti, se konstrukční úpravy zaměřily na vyztužení této oblasti, s cílem snížit kmitání i v řádově nižších frekvencích.

První konstrukční úprava spočívala ve vytvoření žebrování na vnitřní straně velkých ploch v horní části ozvučnice, viz. Obr 42. Okrajové podmínky byly nastaveny shodně s původním numerickým modelem a výsledky jsou znázorněny v Grafu 7.



Obr. 42 Žebrování na vnitřní straně ozvučnice subwooferu

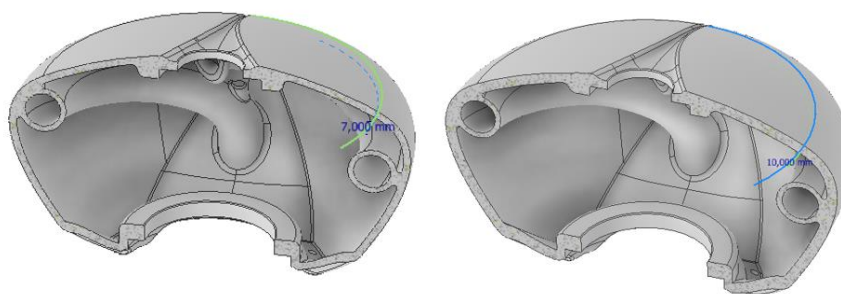


Graf 7 Porovnání vlivu konstrukční úpravy (žebrování) v místě A

Z výsledku vyplývá, že konstrukční úprava v podobě žebrování na vnitřní straně ozvučnice nepřinesla žádné zlepšení, ba dokonce ve vyšších frekvencích přinesla mírné zhoršení v podobě vyšší amplitudy kolem hodnoty 1100 Hz.

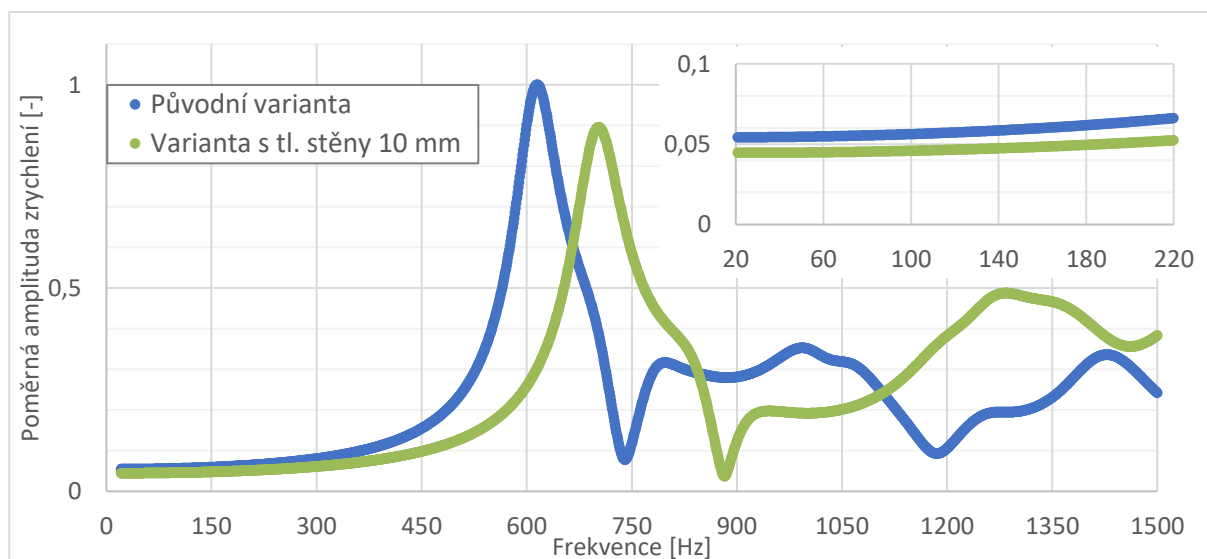
Je možné, že by žebrování muselo být vyšší, aby zamezilo pohybu nahoru a dolů. V takovém případě by hrozilo rozkmitání samotného žebrování, což je samozřejmě nežádoucí. Pravděpodobnějším důvodem, proč konstrukční úprava nepřinesla zlepšení je fakt, že kmitání se vyskytuje jen v relativně malé oblasti okolo horního otvoru, a tudíž na něho žebrování, které končí u osazení a soustředí se jen na velkou plochu, nemá vliv. V takovém případě bude nutné pracovat s detailnější geometrií, která zahrnuje i modely elektroniky a ovládání umístěné v otvoru.

Další konstrukční úprava vycházela ze zkušenosti a iniciativy Deeptime, spočívající ve změně tloušťky stěny ozvučnice ve všech místech ze 7 mm na 10 mm. Tato úprava CAD modelu byla provedena přímo společností Deeptime v parametrickém modelu a stěna byla rozšířena směrem ven, tak aby byl zachován stejný vnitřní objem. Následně bylo provedeno zjednodušení modelu shodné s úpravami na původní verzi (např. odstranění detailů v podobě otvorů pro šroubky). Porovnání geometrií je na obrázku 43.



Obr. 43 Porovnání modelů o tloušťce stěny 7 mm (vlevo) a 10 mm (vpravo)

Okrajové podmínky numerické simulace byly opět nastaveny shodně s předchozími výpočty a výsledky jsou znázorněny a porovnány na Grafu 8.



Graf 8 Porovnání vlivu konstrukční úpravy (změna tloušťky stěny) v místě A

Došlo k mírnému snížení amplitudy a jejímu posunutí do vyšších frekvencí, což je rozhodně pozitivní jev. Vzhledem k tomu, že byla rozšířena i stěna v problematické oblasti kolem horního otvoru, je možné, že právě to způsobilo ono zlepšení.

ZÁVĚR

Na základě rozšíření znalostí v problematice vibrací a hluku, a to jak z pohledu technického experimentu, tak i numerických simulací, lze konstatovat několik faktů. Na základě modální numerické simulace lze detekovat potenciální kmitny zkoumaných struktur, na které je vhodné umístit snímače zrychlení při následné experimentální modální analýze. Porovnáním výsledků těchto dvou analýz je možné zjistit mechanické vlastnosti materiálu, včetně materiálového tlumení. Tato hodnota materiálového tlumení je, spolu s hodnotou budicí síly, nezbytnou okrajovou podmínkou pro navazující harmonickou analýzu.

V rámci provedené rešerše byly rozšířeny znalosti také v oblasti reproduktorů a jejich soustav, a to v takovém rozsahu, aby bylo možné efektivně řešit danou problematiku, vhodné navrhnout experimenty a vyvozovat relevantní závěry. Byly popsány všechny tři hlavní komponenty reprobedny, kterými jsou samotný reproduktor, elektronika s výhybkou a nakonec ozvučnice. Funkcí ozvučnice je ochrana elektroniky a reproduktoru, zvýšení akustického výkonu pomocí stlačeného vzduchu uvnitř, ale hlavně oddělení přední a zadní zvukové vlny z reproduktoru, a tím zabránění vzniku zvukového zkratu. Proto je nezbytné, aby konstrukce ozvučnice vykazovala maximální možnou tuhost v poměru k využitému materiálu, resp. její hmotnosti. To potvrzuje také přehled metod publikovaných v literatuře, z kterého vyplývá, že vibrace ozvučnice mají negativní vliv na výslednou kvalitu zvuku, a to zejména v nízkých frekvencích a v případech, kdy kmitá velká plocha stejným směrem. V úvahu je třeba brát také vnitřní akustický prostor, jehož lokální tlaková maxima budí strukturu z vnitřní strany.

Zkoumaným objektem byla 2.1 audio sestava, jejíž ozvučnice jsou tištěny metodou 3D tisku písku. Díky nanášení velmi tenkých vrstev písku a zejména pak díky následnému opakovanému máčení a sušení ozvučnic v chemikáliích, dochází k homogenizaci struktury, kterou lze považovat za izotropní. To umožňuje provedení numerických a experimentálních analýz s dostatečnou přesností. Pro další zvýšení přesnosti a vzájemné ověření výsledků byla většina experimentů a výpočtů prováděna od 20 Hz do 3 kHz, i přes to, že subwoofer přehrává frekvence pouze mezi 40 Hz a 200 Hz.

Jako první krok praktické části bylo provedeno 3D skenování zkoumaných objektů, aby se vyloučily výrazné odchylky od numerických modelů v důsledku výrobních nepřesností. U ozvučnice satelitu byl zaznamenán jen nepatrný propad struktury v hodnotě 0,2 mm. U subwooferu byla odchylka vlivem většího tisknutého objemu výraznější, až 2 mm. V obou případech se jednalo o propady struktury v horních částech, pravděpodobně vzniklých stlačením písku při 3D tisku. Naměřené nepřesnosti však nikterak nenarušují funkci reproduktorové sestavy a ani nebrání ve využití numerických metod pro jejich analýzu.

Dále byla provedena numerická a experimentální modální analýza, v rámci které byly určeny a potvrzeny mechanické vlastnosti materiálu:

Youngův modul pružnosti: $E = 5,6 \text{ GPa}$

Hustota: 1650 kg/m^3

Poissonova konstanta: 0,25

Poměrné tlumení: 5,125 %

Tyto mechanické vlastnosti nového materiálu vykazují až o 86 % (2,6 GPa) větší hodnotu Youngova modulu pružnosti a až o 100 % (2,6 %) vyšší hodnotu vnitřního tlumení

v porovnání s jedním z dosud nejčastěji používaným materiálem pro výrobu reproduktorových beden, kterým jsou MDF desky.

Poměrné tlumení vykazovalo malé odchylky napříč zkoumaným frekvenčním spektrem a průměry ze satelitu a subwooferu se také lišily jen minimálně (5,17 % pro satelit a 5,08 % pro subwoofer), což zjednodušilo tvorbu následných numerických modelů harmonické analýzy, pro které mohla být použita stejná hodnota tlumení u všech frekvencí. Také odchylky mezi numericky a experimentálně zjištěnými vlastními frekvencemi byly minimální – medián odchylky u satelitu byl 0,29 % a u subwooferu to byly 2 %. První vlastní nenulový tvar satelitu byl zjištěn při 898,9 Hz (numerický model), resp. při 895 Hz (experiment) a u subwooferu 613,2 Hz (numerický model), resp. 609,7 Hz (experiment).

U harmonické analýzy byl nejprve proveden experiment, při kterém byla struktura buzena v jedné za závitových vložek. Záznam této síly byl aplikován na numerický model s porovnáním hodnot zrychlení v daném bodě. Odchylka zrychlení mezi experimentem a numerickou simulací se pohybovala od 3 % do 24 %, což je možné kompenzovat úpravou hodnoty tlumení, které se může pro jednotlivé vlastní tvary lišit. Avšak vzhledem k tomu, že pro další analýzu a práci s numerickým modelem je výhodné provádět výpočet v celém zkoumaném rozsahu při konstantním tlumení, nebylo tlumení dále upravováno. Při porovnání poměrné amplitudy zrychlení experimentu a numerického modelu v celém zkoumaném rozsahu se numerický model ukázal jako velmi přesný, zachycující všechny vybuzené vlastní tvary v jejich relativně přesném poměru. Proto je považován za vhodný podklad pro analýzu kritických lokací a následné zhodnocení konstrukčních úprav.

Analýza kritických lokací, vlastních tvarů a frekvencí jednoznačně ukázala, že jako problémové místo satelitu se jeví kruhové ústí šneku, kde se projevují v podstatě všechny vybuzené vlastní tvary. Při některých frekvencích (873 Hz a 2235 Hz) mohou být tyto tvary dokonce buzeny vnitřním akustickým prostorem, což je velmi nežádoucí. U subwooferu jsou výsledky velmi pozitivní v tom smyslu, že první vlastní tvar (623 Hz) dosahuje výrazně vyšší frekvence, než je frekvence přehrávaná (40 Hz až 200 Hz), a tudíž má jen minimální vliv na kvalitu zvuku. Zároveň nedochází k lokálnímu buzení struktury od vnitřního akustického prostoru.

V rámci konstrukčních úprav satelitu bylo nejprve prověřeno, do jaké míry koš reproduktoru zvyšuje tuhost kruhového ústí šneku. Na základě dosažených výsledků je možné říci, že jen minimálně, a tudíž bylo nutné najít jiné efektivnější řešení. Návrh spočíval v umístění kovové výztuže mezi ozvučnicí a koš reproduktoru, čímž se výrazně zvyšuje radiální tuhost. Tímto způsobem se podařilo redukovat téměř všechny amplitudy zrychlení, mírně je posunout do vyšších frekvencí, a zejména pak u maximální amplitudy při 1414 Hz bylo docíleno jejího snížení o více než 65 %.

První konstrukční úprava subwooferu spočívala ve vytvoření žebrování na vnitřní straně velkých ploch v horní části ozvučnice. Na základě výsledků lze říci, že tato úprava nemá pozitivní dopad, pravděpodobně protože kmitání je lokálního charakteru, pouze kolem horního otvoru ozvučnice. Oproti tomu další úprava spočívající ve změně tloušťky stěny ze 7 mm na 10 mm posunula vrchol amplitudy z 623 Hz na 660 Hz a snížila její hodnotu o 10 %. Toto se mírně projevilo i v oblasti přehrávaných frekvencí (40 Hz až 200 Hz).

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MILÁČEK, Stanislav, 1996. Modální analýza mechanických kmitů. Dot. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické. ISBN 80-010-0872-X.
- [2] MIŠUN, Vojtěch. Vibrace a hluk. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. ISBN 80-214-3060-5.
- [3] NOVOTNÝ, Pavel. Základy problematiky vibrací. Brno, 2017. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [4] BELÁK, K. Určení NVH parametrů skříně převodovky. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 s. Vedúci diplomovej práce Kamil Řehák.
- [5] BILOŠOVÁ, Alena, Výuka experimentální modální analýza na VŠB-TUO: Setkání uživatelů PULSE, 2008. 2008. Praha, ČR: Spectris Praha, spol. s r.o. ISBN 978-80-254-2071-3.
- [6] FRANKOVSKÝ, Peter, 2011. VYUŽITIE MODÁLNEJ ANALÝZY PRI DIAGNOSTIKE VIBRÁCIÍ STROJNÝCH ZARIADENÍ. Technická univerzita v Košiciach Strojnícka fakulta. Disertace. Technická univerzita v Košiciach Strojnícka fakulta, Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky.
- [7] PROKOP, Aleš. Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů. Brno, 2016. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.
- [8] COOK, Robert D. Finite element modeling for stress analysis. Hong Kong: John Wiley, 1995, 320 s. : il. ISBN 0-471-10774-3.
- [9] Bezodrazová (bezdozvuková) komora. Bezodrazové komory [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.bezodrazove-komory.cz/bezodrazove-komory.php> BRNO 2018 61
- [10] BILOŠOVÁ, Alena. Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: Modální zkoušky [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012 [cit. 2018-02-21]. ISBN 978-80-248-2758-2. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2758-2.pdf>
- [11] SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace: měření a hodnocení. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [12] Snímače [online], 2017. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta aplikovaných věd, Katedra mechaniky. [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: https://www.kme.zcu.cz/kmet/exm/download/EXM_PREDNASKA_07a.pdf

- [13] SVMTech: Laserové vibrometry [online], 2020. Praha: SVMTech [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.svmtech.cz/cz/laserove-vibrometry>
- [14] ZICHA, Marek. Aplikace akustické kamery v automobilovém průmyslu. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [15] DE SILVA, Clarence Vibration: Fundamentals and Practice. 1 st. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. ISBN 0-8493-1808-4.
- [16] MURPHY, John L., 2014. Introduction to Loudspeaker Design: Second Edition. 2014. London: True Audio. ISBN 978-0966377347.
- [17] MURPHY, John L., 2014. Introduction to Loudspeaker Design: Second Edition. 2014. London: True Audio. ISBN 9788027058365.
- [18] BELL, Alexander Graham, Laboratory Notebook, 1875-1876 [online]. 1875-1876 [cit. 2013-07-23]. Dostupné z: <https://www.wdl.org/en/item/11375/>
- [19] JEICHL, Encyklopedie fyziky: Zvukové vlnění. Fyzika.jreichl.com [online]. [cit. 2017-04-29]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/152-zvukove-vlneni>
- [20] ČERNÝ, M., 2018. Akustický výkon zdroje hluku: Podklady pro laboratorní cvičení. Brno. Dostupné také z: <https://physics.fme.vutbr.cz/~mcerny/BF/labiny/Akvykon.pdf>
- [21] Reproduktorová soustava, 2001-. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Reproduktorov%C3%A1_soustava
- [22] Reproduktor, 2001-. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Reproduktor>
- [23] FANE Towards perfection: Loudspeaker Enclosure Design And Construction. USA. Dostupné také z: <https://www.ozvalveamps.org/cabinets/fane-loudspeaker-book-pages-01-11.pdf>
- [24] JLAUDIO, Understanding-Crossovers. JL AUDIO [online]. USA, 2020 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://jlaudio.zendesk.com/hc/en-us/articles/206556458-Understanding-Crossovers>
- [25] Types of enclosures – speaker boxes, 2010. Audiojudgement [online]. USA: audiojudgement, 2015 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <http://audiojudgement.com/types-of-enclosures-which-is-the-best/>
- [26] REPROMANIA, Parametry reproduktorů, 2005. Repromania [online]. Praha: repromania, 2008 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <http://www.repromania.net/teorie/parametry-reproduktoru.php>
- [27] SAKAI, S., Acoustic field analysis of a loudspeaker enclosure using the finite element method. Proc. Audio Eng. Soc. 72nd Conv., 1982.

- [28] BARLOW, D.A., The Sound Output of Loudspeaker Cabinet Walls. Proc. Audio Eng. Soc. 50th convention, 1975.
- [29] STEVENS, W.R., Sound Radiated from Loudspeaker Cabinets. Proc. Audio Eng. Soc. 50th convention, 1975.
- [30] Lipshitz, S., An investigation of sound radiation by loudspeaker cabinets, Proc. Audio Eng. Soc. 90th conv., 1991.
- [31] GADEA, Borrell. FINITE ELEMENT APPROACH TO A COUPLED STRUCTURAL ACOUSTIC SYSTEM: APPLICATION TO A LOUDSPEAKER CABINET.
- [32] ZHONG, Xuan, Qunli WU a Xiaodong LI. Influence of enclosure wall vibration on the frequency response of miniature loudspeakers. Applied acoustics [online]. Elsevier, 2015, 93, 9-14 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.01.012. ISSN 0003-682X.
- [33] JUUL-NYHOLM, Herle Bagh, Jonas Corfitz SEVERINSEN, Henrik SCHNEIDER, Niels Henrik MORTENSEN a Michael A. E. ANDERSEN, 2017. Construction of Lightweight Loudspeaker Enclosures. Audio Engineering Society [online]. 2017, 2017(1), 10 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=18660>
- [34] GOŁAŚ, Andrzej a Roman FILIPEK, 2013. MODELLING A LOUDSPEAKER IN A SEALED ENCLOSURE USING FEM. In: 20th International Congress on Sound and Vibration [online]. Bangkok, Thailand, 2013, s. 9 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/290556668_Modelling_a_loudspeaker_in_a_sealed_enclosure_using_fem
- [35] NISULA, Jaakko, Juha HOLM a Aki MAKIVIRTA, 2013. Calculating Sound Radiation from Loudspeaker Enclosures Using the Finite Element Analysis. 2013, 2013(1). Dostupné také z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Calculating-Sound-Radiation-from-Loudspeaker-Using-Nisula-Holm/c779e4da47192ca2e14be2d0e14293364ec970a5>
- [36] KIRKUP, S.M a M.A JONES. Computational methods for the acoustic modal analysis of an enclosed fluid with application to a loudspeaker cabinet. Applied acoustics [online]. Elsevier, 1996, 48(4), 275-299 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/0003-682X(95)00065-H. ISSN 0003-682X.
- [37] Rázové kladívko, 2020. Ekosoftware [online]. Liberec: ekosoftware [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/razove-kladivko>
- [38] Sluchové pole, 2001-. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2013 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=29959713>
- [39] Akustik db2phon, 2001-. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2005 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=11918852>
- [40] Ht-audio [online], 2020. USA: Ht-audio [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.ht-audio.com/pages/SpeakerBasics.html>

- [41] SARI, F. Design and Optimization of High Class Loudspeaker Cabinet: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2019, 66 p. Thesis head: Weisz, M.
- [42] Speaker design: Sealed/Ported Cabinet [online], 2020. USA: Ht-audio [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://sites.psu.edu/speakerdesign/2013/02/07/sealedported-cabinet/>
- [43] Deeptime Ionic Sound System [online], 2019. Praha: StereoLife Magazine [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.stereolifemagazine.com/news/item/1413-deeptime-ionic-sound-system>
- [44] Deeptime [online], 2020. Praha: Deeptime [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.deeptime.limited/>
- [45] GARDNER, Alan. Akemake Creates the World's First 3D Printed Speaker From Wood – Design is free to download. In: 3dprint.com [online]. 2014 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://3dprint.com/5188/akemake-first-3d-printed-wood-speaker/>
- [46] Deeptime Ionic. In: Hifi-voice [online]. 2019 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.hifi-voice.com/testy-a-recenze/all-in-one-systemy/2052-deeptime-ionic>
- [47] Fibonacciho posloupnost, 2001-. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Fibonacciho_posloupnost
- [48] CATRAL, Minerva & FORD, Pari & Harris, Pamela & Miller, Steven. Legal Decompositions Arising from Non-positive Linear Recurrences. Fibonacci Quarterly. 2016.
- [49] Unikátní technologie 3D tisku písku, 2015. MM Spektrum [online]. Praha, 2015, 2015(6), 122 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/unikatni-technologie-3d-tisku-pisku.html>
- [50] Nové trendy v technologii výroby slévarenských forem, 2015. MM Spektrum [online]. Praha, 2015, 2015(6), 119 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/nove-trendy-v-technologie-vyroby-slevarenskych-forem.html>
- [51] ExOne: 3D Sand Printing [online], 2020. USA: ExOne [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.exone.com/>
- [52] YANG, Sheng-qi, Hong-wen JING, Yan-hua HUANG, P.G RANJITH a Yu-yong JIAO. Fracture mechanical behavior of red sandstone containing a single fissure and two parallel fissures after exposure to different high temperature treatments. Journal of structural geology [online]. Elsevier, 2014, 69, 245-264 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/j.jsg.2014.10.014. ISSN 0191-8141.
- [53] RUTQVIST, J, Y.-S WU, C.-F TSANG a G BODVARSSON. A modeling approach for analysis of coupled multiphase fluid flow, heat transfer, and deformation in fractured porous rock. International journal of rock mechanics and mining sciences (Oxford,

- England: 1997) [online]. Elsevier, 2002, 39(4), 429-442 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/S1365-1609(02)00022-9. ISSN 1365-1609.
- [54] ALIKARAMI, Reza, Anita TORABI, Dmitriy KOLYUKHIN a Elin SKURTVEIT. Geostatistical relationships between mechanical and petrophysical properties of deformed sandstone. *International journal of rock mechanics and mining sciences* (Oxford, England: 1997) [online]. Elsevier, 2013, 63, 27-38 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/j.ijrmms.2013.06.002. ISSN 1365-1609.
- [55] YIN, Q., H.W. JING a G.W. MA. Experimental study on mechanical properties of sandstone specimens containing a single hole after high-temperature exposure. *Geotechnique Letters* [online]. Thomas Telford Services, 2015, 5(JanuaryMarch), 43-48 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1680/geolett.14.00121. ISSN 20452543.
- [56] Geophysics; Findings from L. Pimienta and Co-Authors Broaden Understanding of Geophysics (Effect of fluids and frequencies on Poisson's ratio of sandstone samples). *Journal of Technology & Science* [online]. Atlanta: NewsRx, 2016, , 136 [cit. 2020-09-03]. ISSN 1944-1894. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/1802250511/>
- [57] Fluid-Structure Interaction, 2020. COMSOL [online]. USA: COMSOL [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/multiphysics/fluid-structure-interaction>
- [58] Zinc-Alloy-Guide-2019, 2019. Německo. Dostupné také z: <https://www.eazall.com/images/uploaded/Zinc-Alloy-Guide-2019.pdf>
- [59] YOSHIHARA, Hiroshi. Measurement of the young's modulus and shear modulus of in-plane quasi-isotropic medium-density fiberboard by flexural vibration. *Bioresources.com* [online]. 2011, 2011 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/98aa/3f3788545d3a03d1953e5cdb5073be786f56.pdf>
- [60] CAI, Zhiyong. Mechanical Properties of Wood-Based Composite Materials [online]. 2020, 2020, 12 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: https://www.fpl.fs.fed.us/documnts/fplgtr/fplgtr190/chapter_12.pdf
- [61] WANG, Zheng, Ling LI a Meng GONG. Measurement of dynamic modulus of elasticity and damping ratio of wood-based composites using the cantilever beam vibration technique. *Construction & building materials* [online]. Elsevier, 2012, 28(1), 831-834 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2011.09.001. ISSN 0950-0618.
- [62] HUNT, John F., Houjiang ZHANG, Zhiren GUO a Feng FU, 2019. Cantilever Beam Static and Dynamic Response Comparison with Mid-Point Bending for Thin MDF Composite Panels. *Bioresources.com* [online]. Bioresources.com, 2019, 2020 [cit. 2020-09-03]. Dostupné z: https://bioresources.cnr.ncsu.edu/BioRes_08/BioRes_08_1_115_Hunt_ZGF_Cantilever_Beam_Bending_MDF_3244.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

3D	[-]	Trojrozměrný
.step	[-]	Formát uložení souboru 3D dat
.stl	[-]	Formát uložení souboru 3D dat
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení
b	[N·s·m ⁻¹]	Tlumení soustavy
BEM	[-]	Metoda hraničních prvků
c	[m·s ⁻¹]	Rychlost světla
CAD	[-]	Computer aided design – počítačový návrh
DAC	[-]	Digitálně analogový převodník
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti v tahu
F	[N]	Budicí síla
f	[Hz]	Frekvence
FFT	[-]	Rychlá Fourierova transformace
F _{max}	[N]	Maximální síla
FRF	[-]	Odezvová funkce
F _{RMS}	[N]	Efektivní síla
FSI	[-]	Interakce struktury a kapaliny
H	[m·s ⁻² ·N ⁻¹]	Frekvenční odezvová funkce
I	[W·m ⁻²]	Intenzita zvuku
k	[N·m ⁻¹]	Tuhost
m	[kg]	Hmotnost
MDF	[-]	Dřevěné desky o střední hustotě
MDOF	[-]	System s více stupni volnosti
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
S	[m ²]	Plocha
SDOF	[-]	System s jedním stupněm volnosti
SLS	[-]	Selective laser sintering
SPL	[dB]	Hladina akustického tlaku
V _{as}	[m ³]	Ekvivalentní objem
V _b	[m ³]	Uzavřený objem skříně
VUT	[-]	Vysoké učení technické
x	[m]	Výchylka

λ	[-]	Charakteristický kořen diferenciální rovnice 2. řádu
ξ	[-]	Součinitel tlumení
ρ	[kg·m ³]	Hustota
Ω	[Hz]	Vlastní frekvence
ω	[Hz]	Frekvence

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – 50 vlastních tvarů satelitu

Příloha 2 – 50 vlastních tvarů subwooferu

Příloha 3 – Vlastní tvary vnitřního akustického prostoru satelitu i subwooferu