



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

URČENÍ NVH PARAMETRŮ ROVINNÉ DESKY

NVH PARAMETER DETERMINANTION OF PLATE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Bouchner

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Michal Bouchner**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák**
Akademický rok: 2017/18

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:

Určení NVH parametrů rovinné desky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Stanovení NVH parametrů komplexních objektů je velmi problematické. Na jednoduché součásti bude provedeno porovnání výpočtového a experimentálního přístupu harmonické akustické analýzy.

Cíle diplomové práce:

Vytvoření výpočtového modelu.
Výpočtová a experimentální modální analýza.
Výpočtová a experimentální harmonická analýza.
Výpočtová a experimentální harmonická akustická analýza.

Seznam doporučené literatury:

NOVÝ, R. Hluk a chvění. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1995. 389 s. ISBN 80-01-01306-5.

MIŠUN, V. Vibrace a hluk. 1. vyd. Brno: FSI VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. 177s. ISBN 80-214-1262-3.

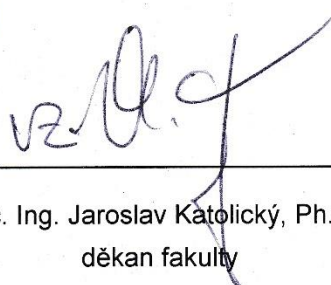
CROCKER, M., J. Handbook of noise and vibration control, John Wiley & Sons, 2007, 1569 p. ISBN 978-047-1395-997.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Práce se zabývá zkoumáním a ověřením funkčnosti výpočtového modelu pro řešení akustických problémů a vibrací na zdroji hluku ve zjednodušené podobě, konkrétně na litinové destičce, obrobené ze skříně převodovky. Hlavním cílem je provedení sady experimentálních a výpočtových analýz, popisujících chování nejen struktury, ale zejména akustického prostoru kolem desky. Díky možnosti porovnávat data mezi reálným vzorkem a výpočtovým modelem lze získat náhled na funkčnost či limity výpočtového řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hluk, vibrace, modální analýza, harmonická akustická analýza, technický experiment, výpočtový přístup

ABSTRACT

The aim of this thesis is examination and verification of numeric model for solving acoustics and vibration problems. Specifically, we are speaking about cast iron plate machined from gearbox. Main objectives of this work is set of experimental and numerical analysis at this simplified part with follow-up numerical model, where same analyses examining not only structure, but especially acoustic space around were performed. Due to this we were able to compare data between experimental and numerical analyses and to be able to prove or disprove functionality and limitation of numerical model.

KEYWORDS

Noise, vibration, harshness, modal analysis, harmonic acoustic analysis, experimental analysis, numerical analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BOUCHNER, M. *Určení NVH parametrů rovinné desky*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

Ve Věžničce dne 23. května 2018

.....

Michal Bouchner

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Kamilu Řehákovi, za odborné rady, pomoc a čas, který mi poskytl při zpracovávání této práce. Dále děkuji své přítelkyni, která mě při zpracovávání této práce velmi podporovala. Také děkuji své rodině za podporu při celém vysokoškolském studiu.

OBSAH

Úvod	10
1 Základní problematika vibrací a hluku	12
1.1 Vznik a šíření vibrací a hluku	12
1.2 Hluk a životní prostředí	12
1.3 Vliv vibrací a hluku na člověka	13
1.4 Vliv vibrací a hluku na stroje a pracovní procesy	15
1.5 Metody snižování vibrací a hluku	16
2 Základní veličiny a pojmy v akustice	17
2.1 Akustika	17
2.2 Zvuk	17
2.3 Akustické vlnění v pružném prostředí	17
2.4 Vlnová délka	18
2.5 Akustický tlak	18
2.6 Akustický výkon	19
2.7 Akustická intenzita	20
3 Decibelové stupnice v akustice	21
3.2 Hladina akustického výkonu	22
3.3 Hladina akustického tlaku	23
3.4 Hladina akustické intenzity	24
3.5 Váhové filtry	24
4 Dozvuková a bezdozvuková komora	26
4.1 Bezdozvuková komora	26
4.2 Dozvuková komora	27
5 Experimentální analýza hluku	28
5.1 Měření akustického tlaku	28
5.2 Měření akustické intenzity	29
5.3 Měření akustického výkonu	30
6 Modální analýza	33
6.1 Průběh experimentální modální analýzy	33
6.2 Princip optického měření vibrací	34
7 Výpočtový software	35
7.1 MSC Actran	35
7.2 Další software	35
7.3 Metoda konečných prvků	35
7.4 Interakce struktura-fluid	36

8	Popis vzorku pro analýzy	37
9	Modální analýza	38
9.1	Experimentální modální analýza.....	38
9.2	Výpočtová modální analýza.....	39
9.3	Porovnání experimentální a výpočtové modální analýzy	39
10	Provozní tvary kmitů	43
10.1	Experimentální měření provozních tvarů kmitů.....	43
10.2	Výpočtové měření provozních tvarů kmitů.....	45
10.3	Porovnání experimentálního a výpočtového měření provozních tvarů kmitů	46
11	Akustická analýza.....	49
11.1	Experimentální akustická analýza	49
11.2	Výpočtová akustická analýza bez struktury	50
11.3	Porovnání experimentální a výpočtové akustické analýzy bez struktury	53
11.4	Výpočtová akustická analýza se strukturou	55
11.5	Porovnání experimentální a výpočtové akustické analýzy se strukturou.....	57
	Závěr.....	58
	Seznam použitých zkratk a symbolů	63

ÚVOD

Hluk a vibrace jsou doprovodnými jevy pracovních procesů strojních zařízení, ať už se jedná o výrobní stroje, dopravní prostředky nebo domácí elektrospotřebiče. Se zvyšujícím se výkonem strojů mnohdy také stoupá jejich hluk. Hluk je průvodním jevem vibrací, které způsobují únavové namáhání součásti či celého stroje, které může vést až k jeho poškození. Hluk a vibrace tedy nelze z pracovního a životního prostředí zcela odstranit, lze je pouze redukovat na přijatelnou hodnotu. Zkoumání NVH parametrů (z anglického noise, vibration, harshness, tedy hluk, vibrace a „drsnot chodu“) je zásadním krokem k jejich redukcí. Snižování hluku patří mezi důležité aspekty ochrany životního prostředí, protože hluk negativně působí na živé organismy včetně člověka. Také z hlediska pracovního prostředí je třeba se zabývat snižováním hlučnosti, neboť vystavení jedince nadměrnému hluku má negativní vliv na jeho fyzické i psychické zdraví, nedostatečné soustředění způsobené hlukem může například vést k pracovním úrazům. Hlučnost stroje může být také důležitým parametrem z pohledu zákazníka při výběru stroje a vhodná optimalizace z hlediska hlučnosti stroje může představovat konkurenční výhodu výrobce, který má tuto problematiku u svého produktu zvládnutou.

Stanovování NVH parametrů pro komplexní objekty, a to zejména z výpočtového hlediska, je velmi problematické. Proto je vhodné se zaměřit na co možná nejjednodušší součást, na níž lze ověřit, že výpočtový model funguje dle předpokladů. V práci byl pomocí výpočtového modelování zkoumán akustický projev jednoduché destičky na základě předem daného buzení. Proto byla pro účely této diplomové práce využita litinová destička o rozměrech 200 mm x 160 mm x 9,35 mm vyfrézovaná ze skříně převodovky, na níž bylo provedeno několik experimentálních analýz, jejichž výsledky byly porovnávány s výsledky získanými pomocí výpočtového modelování. Experimentální analýzy proběhly v bezdozvukové komoře na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně.

Následně bylo úkolem vytvořit výpočtový model destičky pro modální, harmonickou a akustickou výpočtovou analýzu. Data z experimentu a výpočtu byla posléze porovnávána a byla tak ověřena funkčnost výpočtových modelů. K výpočtovým analýzám byl vybrán software Actran firmy MSC, protože se jedná o software komerčně využívaný např. výrobci automobilů pro zkoumání obdobných problémů při vývoji součástí automobilů. K výběru tohoto softwaru také přispěl fakt, že existuje volně dostupná studentská licence Actranu.

První část práce představuje teoretický základ problematiky hluku a vibrací. Na tuto část navazuje část praktická s konkrétními analýzami. První z nich byla analýza modální, v níž bylo porovnáno šest vlastních tvarů a frekvencí získaných experimentálním a výpočtovým přístupem.

Při další analýze, v níž byly zkoumány provozní tvary kmitů, byl vzorek při daných frekvencích buzen pomocí modálního budiče vibrací a bylo experimentálně zaznamenáno zrychlení povrchu desky v předem stanovených bodech. Obdobným způsobem byla provedena analýza výpočtová a data byla následně porovnána.

Dalším krokem byla experimentální akustická analýza, při které byl vzorek buzen sinusovým signálem pomocí modálního budiče vibrací, přičemž byla dvěma mikrofony měřena hladina akustického tlaku. Data získaná z obou mikrofonů byla poté porovnána s výsledky dat z dvou výpočtových modelů. První z nich neuvažoval strukturu desky a vstupní podmínkou pro něj bylo přímo zrychlení povrchu desky naměřené při experimentu

popsaném v předchozím odstavci. V druhém modelu byla uvažována struktura desky a deska byla, stejně jako při experimentálním měření hladiny akustického tlaku, rozkmitána sinusovým signálem.

1 ZÁKLADNÍ PROBLEMATIKA VIBRACÍ A HLUKU

1.1 VZNIK A ŠÍŘENÍ VIBRACÍ A HLUKU

Vibrace a hluk jsou průvodními jevy pracovních procesů všech strojních zařízení. Nelze je z pracovního a životního prostředí zcela odstranit, lze je pouze redukovat na přijatelnou hodnotu. Protože vibrace a hluk působí negativně na živé organismy, je třeba se z environmentálního hlediska jimi zabývat. Vibrace pružných médií (pevné látky, tekutiny) vznikají v důsledku časově proměnných silových účinků působících v některých místech sledovaného média. Dále se pak šíří do dalších částí prostředí. Hlukem pak rozumíme jakýkoliv nežádoucí, obtěžující nebo rušivý zvuk. Z této definice je tedy zřejmé, že hluk může být pro člověka subjektivní záležitostí – pro někoho může být určitý zvuk nepříjemným hlukem, pro jiného nikoli. Zvuk je proto obecnějším pojmem než hluk. [1]

Příčinou zvuku je pohyb částic pružného prostředí v jeho některé oblasti. Zdrojem zvuku je tedy část prostředí, kde vzniká akustická energie a od které se tato energie šíří do okolního akustického prostředí (vzdušného, kapalného, poddajných těles) [1].

Příčiny vzniku akustické energie jsou [1, 38]:

- a) Mechanický hluk. Nazývaný také strukturální hluk. Kmitající povrch tělesa (například stroje) způsobí akustický rozruch kapalného prostředí, kde se akustická energie šíří prostřednictvím akustických vln. Akustická energie souvisí s rozměry a tvarem kmitajícího tělesa a také stavem kmitání (frekvence, amplituda).
- b) Aerodynamický hluk. Je způsoben nestacionárním prouděním v kapalině nebo plynu nebo tam, kde dochází k výrazným změnám tlaku, čímž dochází ke vzniku vlnění příslušného média (výbuch, ventilátor)

V praxi dochází ke vzniku hluku mnohdy z obou příčin. Například u spalovacího motoru vzniká jak mechanický hluk (dosedání ventilů, třecí síly v kinematických dvojicích) tak i hluk aerodynamický (sání, výfuk) [1].

1.2 HLUK A ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ

Vysoké hodnoty hladin hluku v pracovním i obývaném prostředí představují situace, jejichž řešení je pro celou společnost velmi důležité. Nadměrný hluk ohrožuje pracovní i životní prostředí, a proto je z hlediska ochrany životního prostředí řazen hned za znečištění ovzduší a vod. Jednou z nejzávažnějších vlastností zvuku a hluku je, že se šíří na poměrně velké vzdálenosti, přičemž se šíří dobře jak vzduchem, vodou tak i pevnými látkami (např. stěny budov). V technické literatuře je někdy udáváno, že vzrůst hlučnosti v našem životním prostředí je cca 1dB za rok. Přestože je tento údaj velmi hrubý, je zřejmé, že v prostředí dochází k nárůstu hluku a varuje nás před dalším možným vývojem. V minulosti se o nadměrném hluku hovořilo zejména ve spojitosti s úzkým spektrem profesí (např. kováři). V dnešní rozvinuté době, kdy téměř do všech oblastí života zasahují strojní či elektrická zařízení je situace opačná. Všichni občané jsou v pracovní i mimopracovní době

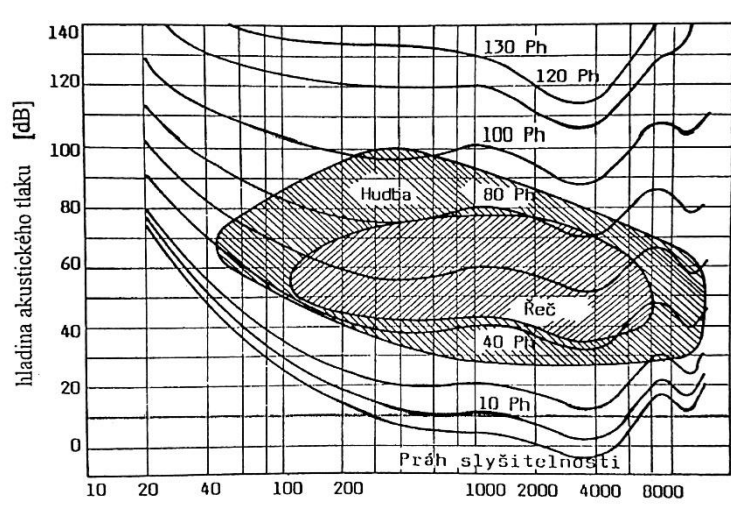
exponování hlukem. Například v Praze, zejména vlivem dopravy běžně dosahuje hladina akustického tlaku $L_{pA} = 85$ dB. [1, 3]

Se zvyšujícím se výkonem techniky může mnohdy souviset také zvýšení akustického výkonu. Toto je možno dokumentovat zejména u leteckých motorů, jejichž výkony i hlučnost vzrostly mnohonásobně. Letadla navíc začala být významným dopravním prostředkem, takže letecká síť dokáže hlukově exponovat miliony občanů jen v České republice [1,3].

Obdobně jsou i v obytných budovách s rozvojem techniky instalována zařízení, která při svém provozu mohou obtěžovat hlukem, příkladem jsou klimatizační zařízení, čerpadla, výtahy či jiné hlučné přístroje v domácnostech [1].

1.3 VLIV VIBRACÍ A HLUKU NA ČLOVĚKA

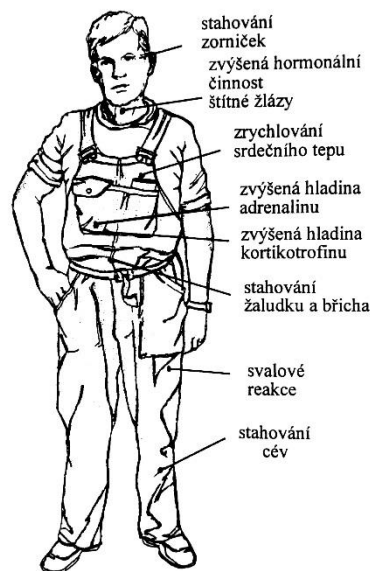
Základem určujícím účinek hluku je jeho intenzita. Pro hodnocení hlukové expozice se používá hladina akustického tlaku korigovaná filtrem A, jehož útlumová charakteristika odpovídá citlivosti zdravého lidského sluchového orgánu. Nejen hlučné prostředí je pro člověka nepříjemné, nýbrž i v prostředí s příliš nízkou hladinou akustického tlaku A se člověk necítí dobře. Hodnoty okolo $L_{pA} = 20$ dB považuje většina lidí za hluboké ticho, hodnota $L_{pA} = 30$ dB je hodnocena jako příjemné ticho. Proto je například pro lety do vesmíru nutné kosmonautům uměle vytvořit vhodnou zvukovou kulisu. Od $L_{pA} = 65$ dB výše se začínají účinky hluku projevovat nepříznivě, při delším pobytu v prostředí přesahující hladinu akustického tlaku $L_{pA} = 85$ dB již vznikají trvalé poruchy sluchu a zároveň se projevují účinky na nervovou soustavu. Práh bolesti představuje hodnota 130 dB, k protržení bubínku dochází při hladině asi $L_{pA} = 160$ dB. Nejčastějším projevem poškození sluchového orgánu je trvalý posun prahu slyšitelnosti. Přehled o kmitočtových i amplitudových oblastech podává diagram na obr. 1 [3].



Obr. 1 Kmitočtové a amplitudové složení lidské řeči a hudby [3]

Škodlivost hluku spočívá také v ekonomické oblasti, neboť nadměrná hluková expozice pracujících lidí snižuje produktivitu a kvalitu práce. Snížení pozornosti a reakčního

času může zároveň způsobit zvýšení počtu úrazů. Mimosluchové účinky hluku zobrazuje obr. 2. [1, 3]

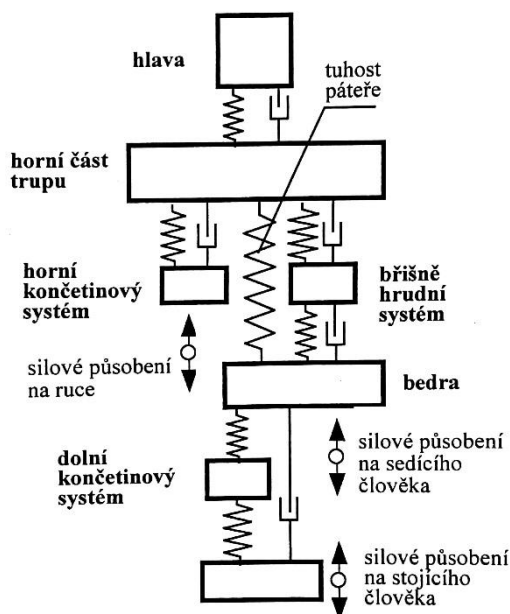


Obr. 2 Mimosluchové účinky hluku [1]

Z hlediska mechanického kmitání nemá lidský organismus pro jeho vnímání speciální smyslový orgán, ale vnímá jej jinými smysly. V závislosti na frekvenci a amplitudě kmitání dochází nejčastěji k ovlivnění činnosti některých orgánů a funkčních systémů člověka [1]:

- Frekvence (0,15 až 0,3) Hz zasahují tzv. vestibulární funkci. Tyto poruchy reprezentuje točení hlavy, žaludeční těžkosti, dezorientaci až psychické iluze.
- Do 1 Hz člověk vnímá především zrakem.
- Frekvence mezi 1 Hz a 30 Hz nejsou vnímány žádným smyslovým orgánem, ale lze je registrovat např. vibracemi v oblasti dutiny břišní.
- Nad 20 Hz člověk vnímá i sluchem.

Při nuceném kmitání některých částí lidského těla dochází k jejich rezonanci. Znalost mechanických vlastností lidského těla je nutná při konstrukci strojů a různých zařízení, s nimiž je člověk v bezprostředním kontaktu. Znalost mechanických vlastností lidského těla je nutná při jeho modelování jako mechanické soustavy. Model lidského těla pro analýzu svislých pohybů je uveden na obr. 3 [1].



Obr. 3 Mechanický model lidského těla [1]

Rezonanční kmitočty jednotlivých částí těla [1]:

- Základní rezonance těla ve svislém směru je (3 až 6) Hz
- Základní rezonance těla ve vodorovném směru 3 Hz
- Systém hlava, krk, ramena (20 až 30) Hz
- Systém břišně hrudní odpovídá bodu a) (3 až 6) Hz
- Systém čelist-lebka (100 až 200) Hz
- Rezonance očních bulv (20 až 60) Hz. Důsledkem je neostré vidění.

1.4 VLIV VIBRACÍ A HLUKU NA STROJE A PRACOVNÍ PROCESY

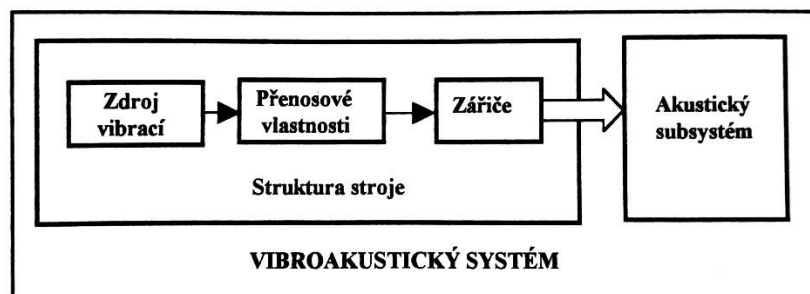
Vibrace mají nepříznivý vliv nejen na člověka a živé organismy, ale také na stroje a jejich součásti. Vibrace zhoršují podmínky pracovních procesů, čímž se zhoršuje kvalita opracovávaných ploch. Vibrace ostří nástroje způsobují snížení životnosti nástroje a přesnost opracovávaných součástí. Vibrace stroje způsobují jeho zvýšené namáhání, únavové poruchy a snižují jeho životnost. Zároveň vibrace a hluk spotřebovávají část mechanické energie, čímž je snižována účinnost stroje [1, 3].

Na druhé straně lze mechanických kmitů vhodně využít [3]:

- Vibrační síta, vibrační silniční válce apod.
- Vibroakustické signály generované stroji lze použít při diagnostice vad stroje
- Hudební oblast (konstrukce hudebních nástrojů)

1.5 METODY SNIŽOVÁNÍ VIBRACÍ A HLUKU

Problematika snižování vibrací je náročnou technickou disciplínou. Při sledování hlučnosti strojů je nutno sledovat celý řetězec od zdroje vibrací (budící síly) až po akustické prostředí s obsluhou stroje. Řetězec se skládá ze čtyř bloků (obr. 4) [3, 4].



Obr. 4 Vznik a šíření vibrací a hluku [4]

Každý z těchto bloků může hladinu hluku ovlivnit, proto je nutno věnovat pozornost každému z těchto bloků. První tři bloky jsou součástí struktury stroje (subsystém struktury), čtvrtý blok je součástí akustického subsystému. Společně tvoří vibroakustický systém (strukturálně akustický systém). Dle zásahu do jednotlivých bloků při snižování hluku se metody dělí na primární a sekundární [3, 4]:

a) Primární (aktivní) metody

Mezi tyto patří úpravy a snižování budících silových účinků, zlepšování přenosových vlastností struktury stroje (frekvenční ladění) a úprava zářičů hluku (povrchu stroje). Zde je třeba cílit pozornost na jednotlivé součásti stroje, jejich vyvažování, opracování či výběr vhodného konstrukčního materiálu, vhodných tlumicích vložek či pružného uložení stroje nebo jeho součástí za účelem snížení přenosu vibrací ze stroje do podkladu a okolního prostředí. U proudících kapalin je kladen důraz na vhodné tvarování potrubí k zamezení nestacionárního proudění.

b) Sekundární (pasivní) metody

V situacích, kdy nelze použít některou z primárních metod se přistupuje k metodám sekundárním. Nejlepších výsledků je dosahováno při vhodné kombinaci těchto metod. Mezi ně patří:

- Vibrační a hlukové izolace zdrojů hluku od chráněného prostoru, například kapotáží či různými kryty. Cílem je zamezit šíření mechanické a akustické energie do okolního prostoru.
- Vhodné prostorové rozmístění hlučných strojů tak, aby výsledná hlučnost dosahovala minimální hodnoty.
- Využívání osobních ochranných prostředků (přilby, sluchové chrániče, antivibrační rukavice, ...)
- Mezi pasivní metody patří i takzvané aktivní řízení zvuku, kdy se využívá interference zvukových vln primárního a sekundárního zdroje.

2 ZÁKLADNÍ VELIČINY A POJMY V AKUSTICE

2.1 AKUSTIKA

Akustika je vědní obor, který se zabývá zvukem od jeho vzniku, přenosu prostorem až po vnímání lidskými smysly [5].

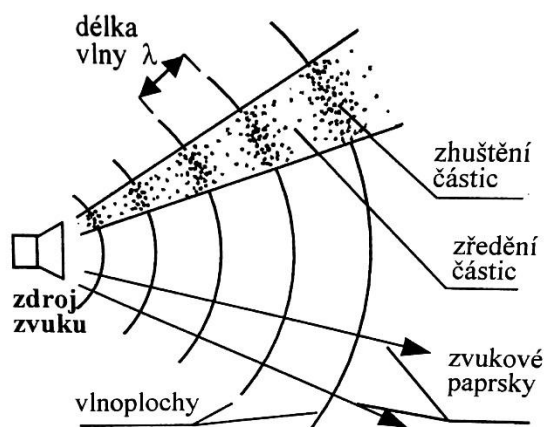
2.2 ZVUK

Zvuk je pohyb částic příslušného pružného prostředí ve frekvenčním rozsahu slyšitelném lidských uchem. Lidské ucho za normálních podmínek rozeznává zvuk v rozsahu 20 Hz až 20 kHz. Mechanické vlnění mimo tento frekvenční rozsah sluchový vjem nevyvolává, ale je přesto také někdy označováno jako zvuk: rozeznáváme infrazvuk (do 20 Hz) a ultrazvuk (nad 20 kHz). Akustika se zabývá všemi pásmy frekvencí: infrazvukem, slyšitelným pásmem i ultrazvukem [3, 6].

2.3 AKUSTICKÉ VLNĚNÍ V PRUŽNÉM PROSTŘEDÍ

Vzduchem se mechanické vlnění šíří konečnou rychlostí, běžně rychlostí okolo 340 m/s od místa rozruchu. V jiných médiích je tato rychlost vyšší: ve vodě 1500 m/s, v oceli 5000 m/s. Zvuk se šíří plyny, kapalinami i pevnými látkami [1, 7].

Mechanickými kmity pružného prostředí se mechanická energie kmitajících částic od zdroje šíří prostřednictvím akustických vln viz obr. 5 [7].



Obr. 5 Vlnění v pružném prostředí [1]

Vlnění od zdroje postupuje ve vlnoplochách ve směru zvukového paprsku. Vlnoplochy jsou plochy v prostoru se stejnými akustickými veličinami. Zvukový paprsek je vždy kolmý na příslušné vlnoplochy [1].

Částice prostředí se s postupující akustickou vlnou zhušťují a zředňují, mimo to se ale částice pohybují jenom kolem svých rovnovážných poloh a nijak zásadně se s šířící se vlnou nepohybují. Podle toho, jakým směrem částice kmitají dělíme vlnění na podélné a příčné. U plynů a kapalin se vyskytuje pouze vlnění podélné, neboť tyto látky jsou pružné pouze ve smyslu objemové stlačitelnosti. U pevných materiálů se vyskytují oba typy vlnění, protože tyto materiály kromě pružnosti v tahu a tlaku vykazují pružnost také ve smyku [8].

2.4 VLNOVÁ DÉLKA

Vlnová délka λ [m] je vzdálenost dvou nejbližších bodů vlny se stejnou fází (např. vzdálenost dvou maxim kmitů vlny (viz. obr 5)). Lze ji také definovat jako vzdálenost, kterou urazí zvuková vlna za dobu jednoho kmitu, tedy periodu T . Jestliže se akustická vlna od zdroje šíří rychlostí zvuku c a vlnění má frekvenci f , pak pro vlnovou délku platí vztah [9]:

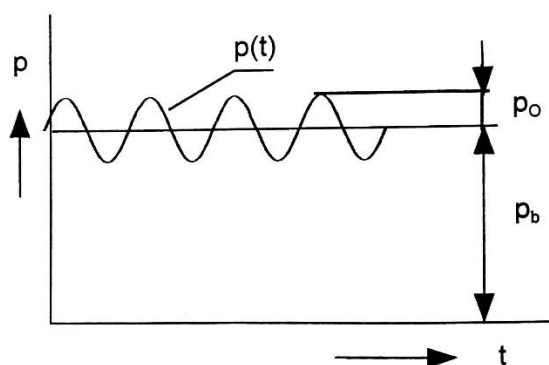
$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{1}{T}, \quad (1)$$

Kde: f [Hz] - frekvence vlnění
 c [m/s] - rychlost šíření vlnění (rychlost zvuku)
 T [s] - perioda vlnění

2.5 AKUSTICKÝ TLAK

Zhušťování a zředování kmitajících částic prostředí odpovídá zvýšení či snížení tlaku v plynech a kapalinách. To znamená, že celkový tlak se v daném prostředí při šíření vlnění mění, tedy kolísá kolem původního statického tlaku v ovzduší [1].

Akustický tlak p [Pa] je odchylka celkového tlaku od tlaku barometrického (obr. 6) [1].



Obr. 6 Průběh akustického tlaku [1]

Celkový tlak pak můžeme zapsat jako [1, 3, 10]:

$$p_c = p_b + p(t), \quad (2)$$

Kde: p_c [Pa] - celkový tlak
 p_b [Pa] - barometrický tlak (101325 Pa)
 p [Pa] - akustický tlak

Samotný akustický tlak při vlnění o frekvenci f a fázovém posunu φ má tvar harmonické funkce [1, 10]:

$$p(t) = p_0 \cdot \cos(\omega t + \varphi) = p_0 \cdot \cos(2\pi f t + \varphi), \quad (3)$$

Kde: p_0 [Pa] - amplituda akustického tlaku
 φ - fázový posun

Pro efektivní hodnotu akustického tlaku platí [1]:

$$p_{ef} = \frac{p_0}{\sqrt{2}}, \quad (4)$$

Lidské ucho (bubínek) je citlivé na tlak vzduchu obecně, je tedy citlivé i na akustický tlak. Člověk vnímá změnu tlaku vzduchu. Je-li tato změna s frekvencí nad 20 Hz, vnímá tyto změny jako zvuk sluchovým orgánem, který je přizpůsoben registrovat odchylky tlaku vzduchu od příslušného barometrického tlaku. Zdravý člověk může zachytit velmi malou změnu akustického tlaku už od 20 μ Pa [1, 3].

2.6 AKUSTICKÝ VÝKON

Mechanickými kmity pružného prostředí se přenáší mechanická energie kmitajících částic od zdroje prostřednictvím akustických vln. Množství akustické energie vyzářené zdrojem, dopadající na plochu nebo procházející plochou za jednotku času nazýváme akustický výkon [11].

$$P = \frac{dE}{dt} = p \cdot v \cdot S, \quad (5)$$

Každý zdroj hluku je definován akustickým výkonem jakožto základním parametrem akustického výstupu a je výhodnější zdroj definovat výkonem než akustickým tlakem, neboť ten závisí na vnějších faktorech, jako je například vzdálenost od zdroje [11].

2.7 AKUSTICKÁ INTENZITA

Další veličinou, přímo vztahenou k akustickému výkonu, je akustická intenzita. Akustickou intenzitu lze vyjádřit součinem efektivních hodnot akustického tlaku a akustické rychlosti [1]:

$$I = p_{ef} \cdot v_{ef}, \quad (6)$$

Pokud uvažujeme akustickou energii od bodového zdroje procházející plochou, lze tento vztah pro intenzitu, což je vektorová veličina, popisující množství a směr toku akustické energie procházející jednotkovou plochou upravit na vztah [12]:

$$I = \frac{dW}{dS} = \frac{P}{4r^2}, \quad (7)$$

U bodového zdroje se akustická intenzita vyzařovaná zdrojem šíří rovnoměrně do všech směrů, takže se s narůstající vzdáleností od zdroje rozprostírá do stále větší plochy. Pro poloměr $2r$ (dvojnásobná vzdálenost od zdroje) platí [12]:

$$I_2 = \frac{p}{4\pi(2r)^2} = \frac{I}{4}, \quad (8)$$

Akustická intenzita je tedy inverzně úměrná čtverci vzdálenosti mezi zdrojem a příjemcem, tedy zeslabí se o 6 dB při každém dalším dvojnásobku vzdálenosti [12].

Díky přímé spojitosti s akustickým výkonem je možné díky měření intenzity určit akustický výkon zdroje bez drahých speciálních zařízení, jako jsou bezdozvukové komory. Důležitou vlastností akustické intenzity je její směrovost, takže určuje směr šíření akustického vlnění. Kolmo na směr vlnění je akustická intenzita rovna nule. Tuto vlastnost nemá akustický tlak, který je veličinou skalární [1].

3 DECIBELOVÉ STUPNICE V AKUSTICE

Decibel je bezrozměrná jednotka, vyjadřující zlogaritmovaný poměr mezi dvěma hodnotami stejné veličiny. Je odvozena od jednotky bel (podle Grahama Bella). Vzhledem k velké šířce této veličiny je používána jednotka desetkrát menší, tedy decibel [dB]. Decibelové stupnice nejsou používány pouze v akustice ale obecně v odvětvích, kde se pracuje s hodnotami měnícími se o řády. V akustice je tato jednotka používána zejména proto, že vnímání intenzity zvuku lidským uchem má právě logaritmickou závislost. Tato vlastnost lidského sluchu nám umožňuje vnímat velmi slabé zvukové signály a zároveň chránit sluch před těmi s vysokou intenzitou [14].

Takto vyjádřené akustické veličiny se nazývají hladiny akustických veličin a jsou definovány [3]:

$$L = \log \frac{A}{A_0} = \frac{\text{hodnota porovnávané veličiny}}{\text{referenční hodnota}}, \quad (9)$$

Lidské ucho je schopno registrovat akustický tlak ve velmi širokém spektru. Pro průměrného člověka odpovídá prahová (spodní) hodnota slyšení při frekvenci 1000 Hz tlaku kolem $20 \mu\text{Pa} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$. Tato hodnota je používána jako referenční hodnota, od níž jsou odvozovány referenční hodnoty dalších akustických veličin. Důležitost určení referenční hodnoty je zřejmé z tabulky 1 [2, 3].

Tab. 1 Lineární a decibelová stupnice pro akustický výkon [3]

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

A tabulky 2 v níž jsou uvedeny používané referenční hodnoty pro jednotlivé veličiny odpovídající normě ČSN 01 1304 [13].

Tab. 2 Referenční hodnoty pro hladiny akustických veličin [13]

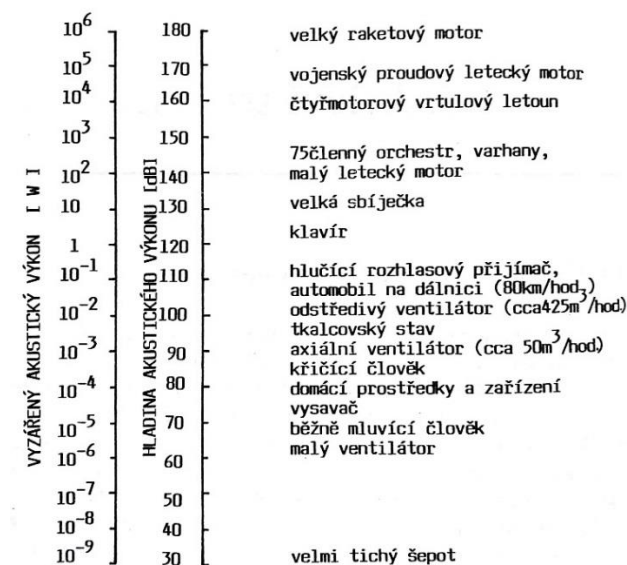
Veličina	Definice hladiny	Referenční hodnota
Akustický výkon	$L_w = 10 \log(W/W_0)$	$W_0 = 10^{-12} \text{ W}$
Akustická intenzita	$L_I = 10 \log(I/I_0)$	$I_0 = 10^{-12} \text{ Wm}^{-2}$
Akustická energie	$L_E = 10 \log(E/E_0)$	$E_0 = 10^{-12} \text{ J}$
Hustota ak. energie	$L_w = 10 \log(w/w_0)$	$w_0 = 10^{-12} \text{ Jm}^{-3}$
Akustický tlak vzduch	$L_p = 20 \log(p/p_0)$	$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$
Akustický tlak jiná prostředí	$L_p = 20 \log(p/p_0)$	$p_0 = 10^{-6} \text{ Pa}$
Akustická rychlost	$L_v = 20 \log(v/v_0)$	$v_0 = 10^{-9} \text{ ms}^{-1}$
Zrychlení vibrací	$L_a = 20 \log(a/a_0)$	$a_0 = 10^{-6} \text{ ms}^{-2}$
Výchylka vibrací	$L_d = 20 \log(d/d_0)$	$d_0 = 10^{-9} \text{ m}$
Síla	$L_F = 20 \log(F/F_0)$	$F_0 = 10^{-6} \text{ N}$

Ve starší literatuře, zejména z USA, můžeme najít jiné referenční hodnoty. Proto by se měly při hodnocení hladin akustických veličin uvádět použité referenční hladiny, v opačném případě je třeba přejímat informace z této oblasti s určitou opatrností [3].

Nejvyšší hodnota akustického tlaku, při němž člověk začíná pociťovat bolest sluchového orgánu je okolo 100 Pa (prahová hodnota bolesti). Poměr těchto mezních hodnot je asi 1 : 1 000 000, což je značně velké rozmezí hodnot. Navíc lidské ucho nereaguje na zvukový podnět lineárně, nýbrž je jeho vnímání úměrné logaritmu tohoto podnětu. Z těchto důvodů se začala používat logaritmická měřítka pro všechny akustické veličiny. Byla zavedena praktičtější vyjádření akustických parametrů, jako dekadický logaritmus poměru sledované veličiny k příslušné referenční hodnotě [3].

3.1 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Podobně jako ostatní akustické veličiny, i akustický výkon se pohybuje v širokém rozsahu hodnot, například slabý šepot představuje hodnotu akustického výkonu asi $1 \cdot 10^{-9} \text{ W}$, velký proudový motor naproti tomu produkuje akustický výkon okolo $1 \cdot 10^5 \text{ W}$. Podrobnější přehled lze získat z obrázku 7 [3].



Obr. 7 Přehled akustických výkonů a hladin [3]

Používanými indexy pro zápis hladiny akustického výkonu jsou W nebo P , platí vzorec [3]:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}, \quad (10)$$

Kde: W [W] - hodnocený akustický výkon.

W_0 [W] - referenční hodnota akustického výkonu, $W_0 = 10^{-12}$ W

3.3 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

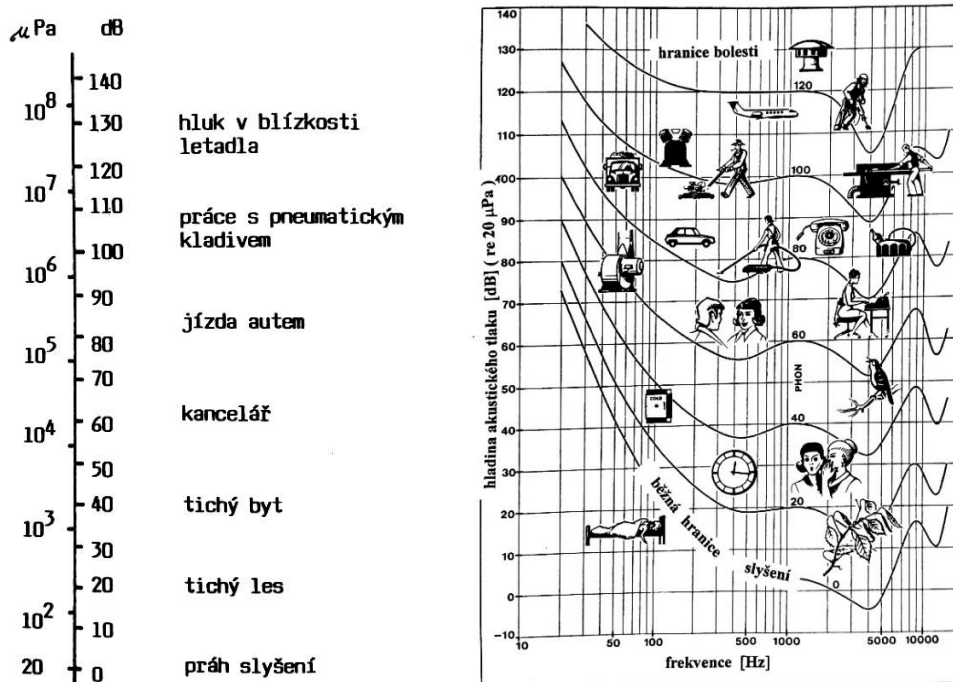
Je definována vztahem [3, 10]:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0}, \quad (11)$$

Kde: p [Pa] - sledovaný akustický tlak (efektivní hodnota)

p_0 [Pa] - referenční akustický tlak, $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa

Výchozí (referenční hodnotou) této rovnice je $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa, té tedy odpovídá hodnota 0 dB, jedná se o minimální hodnotu akustického tlaku, kterou je ještě schopen zaznamenat nepoškozený lidský sluchový orgán. Každé zdvojnásobení akustického tlaku odpovídá zvýšení hladiny akustického tlaku o 6 dB, každému desetinasobku akustického tlaku odpovídá zvýšení hladiny akustického tlaku o 20 dB. Některé běžné zdroje zvuku s jejich typickými hodnotami jsou znázorněny v diagramu na obr. 8 vlevo. Jak již bylo uvedeno, člověk vnímá různě zvuky o různých frekvencích, tuto skutečnost názorně zobrazuje obr. 8 vpravo [1, 2, 10, 13].



Obr. 8 Hladiny akustického tlaku v různém prostředí (vlevo) a typické hladiny akustického tlaku některých zdrojů hluku v závislosti na frekvenci (vpravo) [3, 1]

3.4 HLADINA AKUSTICKÉ INTENZITY

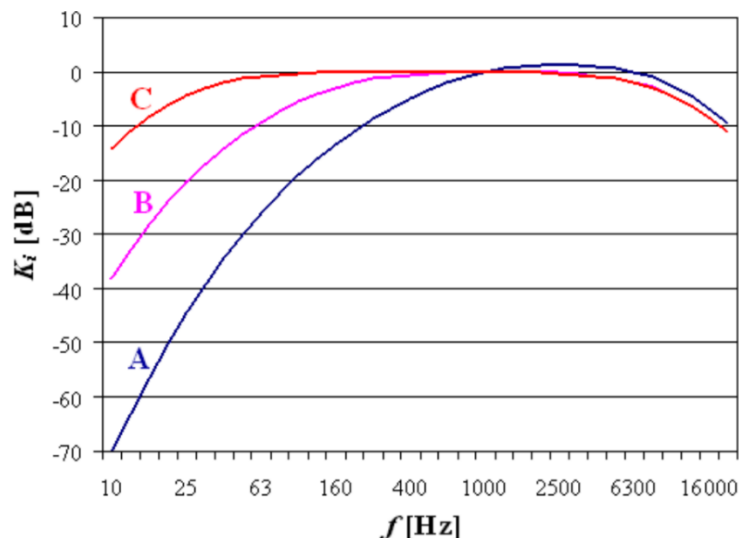
Tato hladina je definována vztahem [10]:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} , \quad (12)$$

Kde: I [W/m^2] - intenzita zvuku sledovaného akustického signálu
 I_0 [W/m^2] - referenční hodnota intenzity zvuku. $I_0 = 10^{-12} \text{ W}/\text{m}^2$

3.5 VÁHOVÉ FILTRY

Váhové filtry se používají proto, že lidský sluch má nelineární citlivost při různých kmitočtech a při vnímání zvuku tedy dochází ke zkreslení. Proto zavádíme váhové filtry A, B a C, které jsou inverzními křivkám stejné hlasitosti pro hladiny 40 dB, 80 dB a 120 dB. Nejpoužívanější z nich je váhový filtr typu A. U váhových filtrů dochází ke korekci skutečně změřených hladin hluku, čímž je přepočtena hladina zvuku tak, jak ji vnímá lidský sluch. Lidský sluch je nejcitlivější v oblasti okolo $f = 1000 \text{ Hz}$. Proto při této frekvenci jsou nulové korekce u jednotlivých filtrů, jak znázorňuje obrázek 9 [3, 13].



Obr. 9 Útlumová charakteristika váhových filtrů A, B a C [13]

Typy váhových filtrů [3, 13]:

- a) Váhový filtr A je aproximací křivek stejné hlasitosti pro oblast nízkých hladin akustického tlaku a je používán nejčastěji. Dle normy ČSN ISO 1996-1 se hladina akustického tlaku frekvenčně vážená filtrem A značí L_{pA} [dB]. Dřívější označení L_A [dB(A)] by se nemělo používat. Podle tohoto filtru posuzuje hygienická služba ČR, zda hluková situace v kontrolním místě vyhovuje přípustným hlukovým limitům a útlumová charakteristika váhového filtru A je součástí každého zvukoměru. Pro hladinu akustického tlaku váženou filtrem typu A platí rovnice:

$$L_{pA} = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{pi} + K_{Ai}}{10}}, \quad (13)$$

Kde: L_{pi} [dB] - hladina akustického tlaku v příslušném kmitočtovém pásmu
 K_{Ai} [dB] - korekce závislá na kmitočtu (viz. obr. 9)

- b) Váhový filtr B je aproximací křivek stejné hlasitosti pro střední hladiny akustického tlaku
c) Váhový filtr C je aproximací křivek stejné hlasitosti pro vysoké hladiny akustického tlaku

4 DOZVUKOVÁ A BEZDOZVUKOVÁ KOMORA

4.1 BEZDOZVUKOVÁ KOMORA

V bezdozvukové, jinak také anechoické, komoře s vysoce absorpčními povrchy dochází k šíření vlnění jako ve volném zvukovém poli. Výsledné akustické pole má ve frekvenčním rozsahu, pro nějž je komora konstruovaná, pouze přímé složky akustických veličin bez jakýchkoli odrazů [16].

Bezdozvuková komora má stěny, podlahu a strop vytvořeny z těžkých cihel a betonu, aby se tak zabránilo proniknutí zvuku z okolního prostředí dovnitř. Pro zabránění šíření zvuku vzduchem se používají těžké dveře s gumovým těsněním. Aby se zabránilo vedení zvuku strukturou, je celá vnitřní komora uložena na pružných elementech (pružiny, guma) [16].

Vnitřní povrch bezdozvukové komory je opatřen vysoce pohltivými materiály jako jsou minerální vlna nebo skelná vata. Vysoké pohltivosti stěn je dosaženo jednak použitím vhodných pohltivých materiálů, jednak zvýšením celkové plochy stěn komory použitím těchto materiálů ve tvaru dlouhých jehlanů. Podobně je tomu na obrázku 10, na kterém je bezdozvuková komora na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Bezdozvuková komora se používá pro přesná akustická měření zdrojů zvuku bez přidavných rušivých prvků. Podlahu plně bezdozvukové komory tvoří ocelová síť, která je akusticky transparentní [15, 16].



Obr. 10 Bezdozvuková komora na FSI VUT v Brně

Pohltivost akustického vlnění stěnami bezdozvukové komory závisí na objemu místnosti a na hloubce jehlanů. Např. komora s rozměry v řádech metrů a hloubce jehlanů 0,6 m je anechoická až od 100 Hz [1, 16].

4.2 DOZVUKOVÁ KOMORA

Dozvuková (difúzní) komora je vytvořena tak, aby byla aproximací difúzního akustického pole. Difúzní pole je charakteristické tím, že v každém bodě uzavřeného prostoru je tok energie ve všech směrech se stejnou intenzitou, ale s náhodnou fází. Tím, že se vlny mnohonásobně odrážejí od stěn uzavřeného prostoru a žádná ze stěn není absolutně pohltivá, rozloží se akustický tlak rovnoměrně a akustická intenzita je v každém místě stejná. Typická dozvuková komora má objem okolo 200 m³ a více. Stěny a všechny povrchy v komoře jsou vysoce akusticky odrazivé, takže doba dozvuku je dlouhá a oblast přímých vln v okolí zdroje je co nejmenší. Geometrie místnosti zajišťuje odraz do co nejvíce směrů a tím vznik difúzního akustického pole, proto stěny difúzních komor nemusí spolu svírat úhel 90°. Další možností konstrukce komory je zachování pravoúhlých stěn a instalace odrazivých ploch v jejím prostoru. Dozvuková komora umožňuje měření velmi tichých zdrojů či zjednodušené měření akustického výkonu v případech, kde není důležité znát směrovost zdroje [16, 17].

5 EXPERIMENTÁLNÍ ANALÝZA HLUKU

Mezi nejčastěji zkoumané akustické veličiny patří akustický tlak, akustický výkon a akustická intenzita či jejich hladiny. Mimo členění dle měřených veličin lze měření v akustice členit také dle typu měření – jde-li o měření prostorů (místnosti, haly), zvukových zdrojů (typicky strojů) či zda jde o měření širokopásmová nebo úzkopásmová [18].

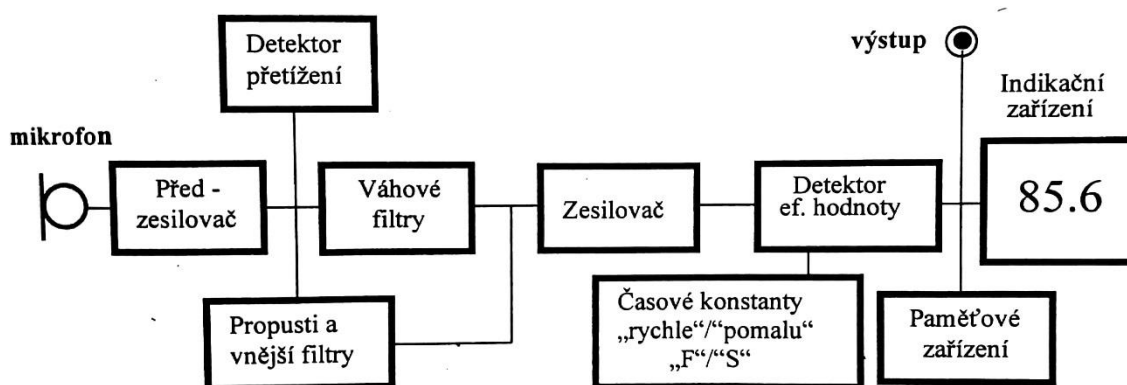
5.1 MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU

Výběr vhodné měřicí aparatury závisí na charakteristikách vyšetřovaného hluku. Nejjednodušší hluková měření jsou měření hladiny akustického tlaku, který je nezávislý na frekvenci. Akustický tlak se měří mikrofony, které jsou základním prvkem všech hlukových měřicích aparatur. Měřicí mikrofon převádí tlak zvukové vlny na něj dopadající na ekvivalentní elektrický signál. Nejvhodnějším mikrofonom pro zvukoměry je mikrofon kondenzátorový. Elektrický signál na výstupu je úměrný akustickému tlaku zvukové vlny dopadající na membránu. Tento signál má zpravidla malou amplitudu, a proto musí být před dalším zpracováním náležitě zesílen. Nutno si uvědomit, že přítomnost mikrofonu narušuje zvukové pole. Proto se provádí různé korekce v konstrukcích mikrofonů s ohledem na typ akustického pole [1, 18].

Podle vlastností a průběhu kmitočtové charakteristiky je možno měřicí mikrofony rozdělit na [18]:

- Mikrofony pro volné pole
- Mikrofony pro tlaková měření
- Mikrofony pro difúzní pole

Použití nevhodného typu mikrofonu pro daný typ pole může způsobit zkreslení získané informace. Je-li mikrofon vystaven proudění vzduchu (např. vítr), musí být opatřen speciálním krytem kulového tvaru, zhotoveného z pěnového polyuretanu, protože proud vzduchu kolem hran mikrofonu je příčinou přídavného hluku. Moderní zvukoměry jsou vybaveny váhovými filtry, ale lze měřit i bez nich. Schéma běžného zvukoměru je zobrazeno na obr. 11 [1].



Obr. 11 Blokové schéma zvukoměru [1]

Důležitou hodnotou akustického signálu je jeho efektivní hodnota, která je přímo měřítkem energie zkoumaného signálu. Zvukoměr lze použít například pro zjišťování map hladiny akustického tlaku v okolí zdroje. Měření probíhá postupným přemísťováním mikrofону do bodů zvolené měřicí sítě zhotovené v okolí měřeného objektu. Získaná data pak lze graficky znázornit křivkami konstantní hladiny akustického tlaku (izobary) [1].

5.2 MĚŘENÍ AKUSTICKÉ INTENZITY

Akustická intenzita je vektorovou veličinou a poskytuje informaci o směru toků akustické energie. Obvykle se měří ve směru normálovém k měřicí ploše, skrz níž akustická energie protéká. Výhodou použití sondy akustické intenzity je že hluk, který vstupuje do měřicí plochy z okolních zdrojů je potlačen díky směrovosti sondy, takže není třeba měřit v anechoické či difúzní komoře. Normálová složka akustické intenzity je přes velikost plochy přímo úměrná hladině akustického výkonu a toho je využíváno při měření akustického výkonu stroje, který je obklopen jinými zdroji hluku [1, 19, 21].

Dále je akustickou sondou možno lokalizovat zdroje hluku. Lokalizace se provádí měřením akustické intenzity postupně ve více místech, např. v rovině situované před zdrojem hluku, ale lze použít i složitější plochu obklopující zdroj hluku. Zdroj je takto obklopen sítí měřících bodů a z naměřených hodnot v těchto místech se poté sestaví intenzitní mapa, kde je hodnota akustické intenzity vyznačena například barvou, kde jsou dobře rozeznatelná maxima a minima amplitud akustické intenzity (tedy toku energie). Jedná se o obdobu topografické mapy s vrstevnicemi [1, 20].

Analýza akustické intenzity je prováděna použitím sondy akustické intenzity, jež obsahuje dva za sebou umístěné mikrofóny, mezi nimiž je tuhé tělísko přesně určené délky, která se liší podle frekvence zkoumaného akustického signálu. Díky měření dvěma mikrofóny dokážeme měřit tlakový gradient mezi nimi, z něhož následně dopočítáme rychlost kmitání částic vzduchu. Pak je akustická intenzita [1]:

$$I = -\frac{p_A + p_B}{2\rho \cdot \Delta r} \int (p_B - p_A) dt, \quad (14)$$

- Kde: p_A [Pa] - tlak naměřený prvním mikrofónem
 p_B [Pa] - tlak naměřený druhým mikrofónem
 Δr [m] - velikost tuhého tělíska (mezery) mezi mikrofóny

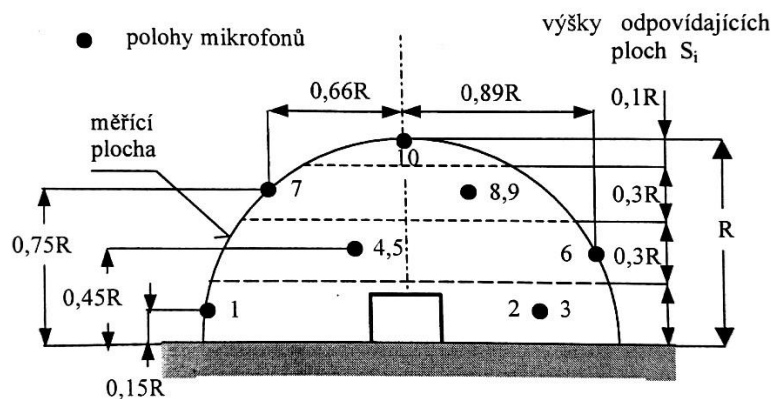
Se sestavou dvou mikrofónů neměříme skutečný vektor akustické intenzity, ale pouze její složku ve směru osy obou mikrofónů. Pro zjištění celého vektoru akustické intenzity je nutné v daném bodě měřit sondou ve třech na sebe kolmých směrech a z takto zjištěných složek vyhodnotit výsledný vektor. Pro zjednodušení a zrychlení těchto náročných měření jsou na trhu sondy akustické intenzity se třemi páry mikrofónů s navzájem kolmými osami, s jejichž pomocí lze jedním měřením vyhodnotit výsledný vektor akustické intenzity [1].

5.3 MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO VÝKONU

Hladina akustického výkonu strojů a zařízení je málo závislá na měřeném prostředí, na rozdíl od měření akustického tlaku, který je závislý na vzdálenosti mezi zdrojem a měřicím bodem a obecně prostředí, ve kterém je měřeno. Hladina akustického výkonu vyjadřuje celkový akustický výkon vyzařovaný zdrojem ve všech směrech [1].

5.3.1 MĚŘENÍ VE VOLNÉM ZVUKOVÉM POLI

Nejpřesněji mohou být měřeny hladiny akustického výkonu zdroje v prostředí volného pole v bezdozvukové komoře nebo v otevřeném prostoru. Některé stroje jsou však příliš rozměrné a těžké, aby mohly být umístěny do bezdozvukové komory a proměřovány v ní. Většina strojů je navíc spojena s odrazivou plochou – podlahou. Prostor v bezdozvukové komoře s odrazivou podlahou se nazývá semi-anechoickou komorou. V takových případech je nutné, aby montáž stroje byla odstíněna od vibrační podlahy za použití pružných elementů. Běžné je akustický výkon určovat nepřímo prostorově průměrovaného čtverce akustického tlaku. Dle normy ISO 3745 se doporučuje měřit třemi různými metodami pro umístění měřicích mikrofónů na fiktivní měřicí ploše tvaru polokoule, jejíž střed je umístěn ve středu zdroje hluku. Tímto středem se většinou uvažuje geometrický střed zdroje. Poloměr polokoule by měl být nejméně dvakrát větší, než je hlavní rozměr zdroje nebo čtyřikrát větší, než je průměrná vzdálenost zdroje od odrazivé plochy. Jednu z variant použití měření akustického výkonu zdroje na fiktivní ploše polokoule na odrazivou rovinou je na obr. 12 [1, 2, 20].



Obr. 12 Měřicí plocha tvaru polokoule [1]

Akustický výkon je dán vztahem [1]:

$$L_w = L_p + 10 \cdot \log \left(\frac{2\pi \cdot R^2}{S_0} \right) + C, \quad (15)$$

Kde: L_p [dB] - střední hodnota hladiny akustického tlaku přes všechny měřicí body polokoule

R [m] - poloměr kulové plochy

S_0 [m ²]	- referenční plocha (1 m ²)
C [dB]	- korekce, atmosférických podmínek od teploty 20 °C a tlaku 1000 mbar [10 ⁵ Pa]

Pro praktické využití je však anechoická komora často nedostupná. V běžných podmínkách se používá tzv. inženýrská metoda. Hladina akustického výkonu může být měřena s inženýrskou přesností na rovném venkovním prostoru nebo v místě, které poskytuje volné pole nad rovinou zvuk odrážející. Touto metodou lze měřit i rozměrově velká zařízení, kde jsou příspěvky odrazů k akustickým tlakům měřeného povrchu malé ve srovnání s tlaky, které odpovídají přímým vlnám zdroje. Uspokojivé výsledky mohou být dosaženy ve velkých místnostech nebo v malých místnostech s dostatečně zvukově absorpčními materiály na stěnách. U této metody může mít měřicí povrch tvar polokoule či kvádrů. Pokud to ale okolnosti dovolují, je vhodné preferovat tvar polokoule. Aby bylo měření kvantitativně uspokojivé, je nutné provést nejdříve měření vlastností místnosti, nejdůležitější je poměr parametrů A (činitel absorpce) a S [m²] (celkový povrch místnosti), podíl A/S by měl být roven nebo menší než 6. Pak je hladina akustického výkonu zdroje dána vztahem [1, 2]:

$$L_w = L_p - K + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_0}\right), \quad (16)$$

Korekční činitel K [dB] je závislý na poměru A/S .

5.3.2 MĚŘENÍ V DIFÚZNÍM POLI

Difúzní pole získáváme v dozvukových komorách, jejichž konstrukce je daleko levnější a jednodušší než u bezdozvukových komor. Plní-li komora dané podmínky pro předpokládanou frekvenci měření, umístíme zdroj blízko rohů místnosti, ale nejméně 1,5 m od kterékoliv stěny. Ustálená akustická energie v místnosti je rovna rozdílu akustické energie dodané zdrojem a energie absorbované stěnami místnosti. Pak je akustická energie zdroje [1, 20]:

$$L_w = L_p - 10 \cdot \log\left(\frac{T}{T_0}\right) + 10 \cdot \log\left(\frac{V}{V_0}\right) + 10 \cdot \log\left(1 + \frac{S \cdot \lambda}{8V}\right) - 10 \cdot \log\left(\frac{B}{1000}\right) - 14, \quad (17)$$

Kde: L_p [dB] - střední hladina akustického tlaku v pásmu (po korekci na hluk pozadí)

T [s] - doba dozvuku místnosti, $T_0 = 1$ s

V [m³] - objem místnosti, $V_0 = 1$ m³

S [m²] - celkový povrch místnosti

λ [m] - délka vlny na střední frekvenci pásma

B [mbar] - barometrický tlak v místnosti

Při měření střední hladiny akustického tlaku by mělo měření probíhat po dobu alespoň 30 s pro frekvence pod 160 Hz a alespoň 10 s pro frekvence nad 200 Hz [1].

5.3.3 MĚŘENÍ POMOCÍ AKUSTICKÉ INTENZITY

V reálných provozních podmínkách není kolem zdroje zvuk ani bezdozvukové ani dozvukové pole. Často dochází k nekontrolovatelným odrazům zvuku a téměř vždy je přítomen zvuk pozadí. V takových podmínkách je nutno akustický výkon stroje zjišťovat měřením akustické intenzity na uzavřené měřicí ploše kolem zdroje hluku. Akustickou intenzitou lze totiž popsat přímo akustický výkon procházející jednotkovou plochou. Akustický výkon zdroje pak [1, 21]:

$$W = \int \int I_n \cdot dA, \quad (18)$$

Přičemž A [m^2] je velikost měřicí plochy. Hladina akustického výkonu pak z již uvedeného vzorce [1]:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}, \quad (19)$$

Integrace je v praxi nahrazena sumací přes celý uzavřený měřicí povrch a intenzity I_n měřené v normálách k jednotlivým ploškám měřicí plochy. Měření akustického výkonu přes akustickou intenzitu přináší řadu výhod [1]:

- Neexistují omezení na zvukové pole, měření může být prováděno v jakékoliv místnosti
- Lze měřit v blízkém i vzdáleném poli
- Jako fiktivní měřicí plochu lze použít plochu jakéhokoliv tvaru
- Metoda vylučuje jakýkoliv vliv stacionárních hlukových polí

Je-li mimo uzavřenou měřicí plochu umístěn další zdroj hluku, je tok výkonu od tohoto zdroje skrze tuto plochu roven nule. Tím je při určování akustického výkonu sledovaného zdroje eliminován jakýkoliv hluk pozadí. Tímto způsobem lze vyhodnocovat akustické výkony jednotlivých uzlů rozsáhlých strojních zařízení. Tato metoda je velmi užitečná při zjišťování akustického výkonu mechanických převodovek případně podobných zařízení, které musí být poháněny motorem [1, 21].

6 MODÁLNÍ ANALÝZA

Cílem modální analýzy je určení vlastních frekvencí dílce nebo soustavy. Výstupy z modální analýzy jsou většinou tři: vlastní frekvence soustavy, vlastní tvary kmitu, vlastní tlumení tvaru kmitu. Důležité jsou zejména vlastní frekvence, které je třeba znát při hodnocení provozních stavů, kdy při provozu se snažíme vyhnout vlastním frekvencím, při nichž dochází k rezonanci, protože ta může následně vést k poškození součásti či stroje. Následně se buď snažíme součást upravit tak, aby její vlastní frekvence neležely v poli provozních frekvencí, či se tyto frekvence při provozu (např. náběh turbíny) snažíme pokud možno co nejrychleji překlenout. Modální analýzu můžeme provádět experimentálně, kdy se snažíme zjistit modální parametry (vlastní frekvence, vlastní tvary, případně vlastní tlumení) reálné součásti bez návaznosti na teoretický model. Zjistíme tak, zda např. nadměrné kmitání za provozu není způsobeno rezonancí či jak vypadá vybuzený tvar [26, 27].

Data z experimentální modální analýzy můžeme ale také srovnávat s daty získanými pomocí MKP výpočtového modelu či jiné metody. Cílem v tomto případě je ověření teoretického modelu před dalšími výpočty. Teoretický model můžeme následně upravovat tak, aby lépe odpovídal naměřeným hodnotám. To provádíme např. změnou materiálových charakteristik či zahrnutím modálního tlumení [26, 27].

6.1 PRŮBĚH EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZY

Na struktuře součásti je zvolena síť bodů, v nichž je prováděno měření. Je třeba si předem určit, v kterém směru bude měření probíhat, jinak řečeno nadefinujeme stupně volnosti. Hustota sítě měřicích bodů závisí na frekvenčním rozsahu měření. Platí, že čím vyšší mód, tím je jeho vlastní tvar složitější, a tedy tím více bodů potřebujeme k realistickému vykreslení vlastního tvaru. Síť ale nemůžeme volit příliš hustou, aby neúměrně nenarostla složitost a doba měření. Síť měřicích bodů se následně zakreslí na měřenou strukturu a případně se vytvoří stejný model v softwaru pro modální analýzu. Je třeba umístit snímače zrychlení tak, aby byla struktura tímto snímačem co nejméně ovlivněna a zároveň byla dostatečně velká odezva při všech měřených módech, s tím souvisí také to, že referenční bod nesmí být umístěn v uzlovém bodě některého z módů, které zkoumáme. Pro splnění druhého požadavku je vhodné předem alespoň přibližně znát vlastní tvary, např. z výpočtového modelu, případně je třeba zkusit více možností rozmístění referenčních bodů [26, 28].

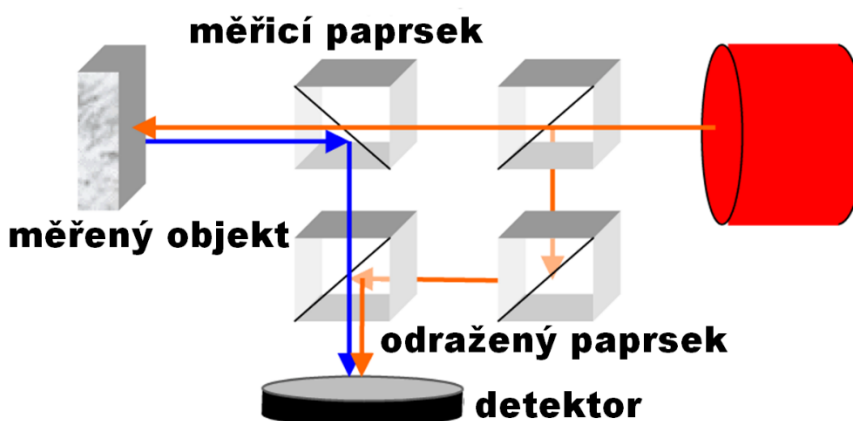
Pro to, aby struktura byla co nejméně ovlivněna lze využít řadu bezkontaktních snímačů. Vibrace vznikající při provozu mechanických pohyblivých částí strojů je možno měřit optoelektronicky na bázi Dopplerova jevu, který se využívá i u běžného radaru. Výsledkem využití laserového vibrometru je měření do 10 MHz a měření výchylky s amplitudou s rozlišením v řádech pikometrů. Výhodou tohoto typu měření je možnost měření bez rizika změny rezonančních vlastností samotného objektu, ke kterému by mohlo v případě přidání další hmoty (senzorů) na měřený objekt dojít. Zároveň lze tento princip využít u velmi malých objektů [29, 30].

6.2 PRINCIP OPTICKÉHO MĚŘENÍ VIBRACÍ

Podobně jako akustické radary pracují na principu Dopplerova jevu se zvukem, je toho možno využít i v případě u světla. Dopplerův jev způsobuje změnu frekvence zvuku při odrazu od pohybujícího se tělesa. Změna frekvence je pak úměrná rychlosti pohybu samotného tělesa. Pokud tedy známe parametry vysílaného signálu, můžeme z odraženého signálu zpětně vypočítat rychlost tohoto tělesa [29, 31].

Obdobně je to u optického měření vibrací. V tomto případě je ale změna frekvence vlivem pohybu objektu (řádově 10 MHz) velmi malá vzhledem k velké frekvenci světla samotného (kolem 500 THz). Tak malou změnu nelze přímo detekovat a je třeba ji nějakým způsobem převést na velkou. Zde se využívá vzájemné interference obou paprsků pomocí principu superpozice obou vln. Pokud jsou signály o stejné frekvenci posunuty o 180° , vzájemně se odčítají a výsledkem je nulový signál, naopak pokud jsou ve fázi, vlny se sčítají a výsledkem je průběh o větší amplitudě [29].

U optického měření se vysílaný laserový paprsek rozdělí na dva, jeden pokračuje dále k cílovému měřenému objektu, druhý směřuje do interferometru jako referenční signál, viz obr. 13. Současně pak přímý i odražený paprsek interferují. Periodicky se pohybující objekt (vibrující měřený objekt) pak provádí modulaci intenzity výsledného světelného paprsku [29].



Obr. 13 Princip základního laserového vibrometru bez měření fáze pohybu [29]

Popsaným principem ale není možno zaznamenat směr pohybu, pouze jeho rychlost. I to lze řešit, pokud do funkce vyhodnocovacího interferometru zaneseme tzv. offset. Ten vytvoříme tak, že referenčnímu signálu zařadíme do cesty Braggovu mřížku (struktura měnící vlastnosti procházejícího světla), která vytvoří frekvenční offset +40 MHz [29, 31].

7 VÝPOČTOVÝ SOFTWARE

7.1 MSC ACTRAN

Pro výpočtovou část této diplomové práce byl zvolen komerčně využívaný software společnosti MSC s názvem Actran, který se zaměřuje právě na zkoumání akustiky a vibrací pomocí metody konečných prvků. Výhodou je snadno dostupná studentská licence, velkou a limitující nevýhodou je bohužel omezení studentské licence. Tímto omezením je maximální počet stupňů volnosti stanovený na 30 000, který se později ukázal jako značně limitující, zejména při řešení úloh, v nichž byla zapojena struktura destičky a okolní akustický prostor. Software Actran je používán zejména v automobilovém, leteckém a vojenském průmyslu při optimalizaci akustiky navrhovaných součástí. Některé aplikace softwaru Actran jsou [32, 33]:

- Hlukové emise vibrujících struktur (motory, převodovky, turbokompresory)
- Akustika a vibroakustika výfukových systémů a jiných potrubí
- Šíření hluku uvnitř kabin vozidel
- Řešení únavy dílců v kooperaci s programy Nastran a Fatigue

Pro účely této diplomové práce byly využity zejména analýzy pro zjištění vlastních tvarů a frekvencí struktury, dále pak odezvy struktury na danou frekvenci, při níž bylo využito spojení struktury s akustickým prostorem.

7.2 DALŠÍ SOFTWARE

Z ostatních programů, vhodných pro řešení akustických výpočtů lze zmínit např. produkty společnosti AVL (Excite, Boost), LMS Sysnoise, Comet a v neposlední řadě Ansys. Většina z těchto programů používá k výpočtům metodu konečných prvků (MKP). Některé ale pracují s metodou hraničních elementů (MHE), které jsou definovány na povrchu kmitající struktury [1].

7.3 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků (anglicky Finite Element Method – FEM) je v současnosti praktickou technikou pro akustické analýzy a zkoumání hluku a vibrací. V posledních desetiletích se tato metoda stala mnohem dostupnější pro větší spektrum uživatelů. Konečnoprvková metoda je založena na polynomické interpolaci akustického tlaku přes malé, leč konečně velké podskupiny akustické domény. Síť pro MKP je složena z velkého množství dotýkajících se (nepřekrývajících se) elementů. Určitý počet uzlů definuje každý element. Tyto uzly jsou umístěny na vrcholech (nejběžněji), hranách, povrchu nebo i uvnitř elementů. Diskrétní akustický model je popsán akustickým tlakem v každém uzlu. Výsledné rovnice jsou následně řešeny v každém uzlovém bodě, řešení existuje ale v celém objemu sítě a je získáno pomocí interpolace. Vliv na přesnost akustických analýz má vztah mezi vzdáleností uzlů (potažmo velikostí prvků) a délkou vlny zkoumaného zvuku, neboli počet prvků přes vlnu [2].

Modely pracující na bázi MKP jsou velmi náročné na softwarové i hardwarové vybavení řešitelského pracoviště. Vzhledem k houstnoucímu spektru vlastních frekvencí strojních systémů ve vyšších frekvenčních pásmech jsou již frekvenční odezvy nad cca 2500 Hz méně přesné. Řešení totiž vyžaduje jemnější frekvenční kroky, což vede k výraznému a nežádoucímu prodlužování výpočtových časů [1].

Při modelování akustického prostředí je vhodné vycházet z podmínky, že akustická vlna by měla na její délku být pokryta alespoň šesti akustickými prvky. Tento požadavek bude splněn, pokud maximální délka akustických prvků bude dána vztahem [24, 25]:

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f}, \quad (20)$$

Kde: λ [m] - délka akustické vlny
 c [m/s] - rychlost šíření vlnění
 f [Hz] - frekvence vlnění

Délka akustických prvků je tedy závislá na frekvenci daného vlnění v akustickém prostředí [24].

7.4 INTERAKCE STRUKTURA-FLUID

Při interakci struktury s akustickým prostředím je nutno definovat vlastnosti akustického prostředí (tekutina, vzduch) a zároveň příslušné hraniční podmínky obou subsystémů. Akustickým prostředím obvykle myslíme vzdušné prostředí. Vzduch je považován za neviskózní, nerotující fluidní prostředí s proměnnými tlaky [1, 23].

8 POPIS VZORKU PRO ANALÝZY

Vzorek pro dále popsané analýzy byl vyroben obrobením z bloku převodovky z litiny s materiálovými charakteristikami uvedenými v tab. 3.

Tab. 3 Materiálové charakteristiky vzorku pro analýzy

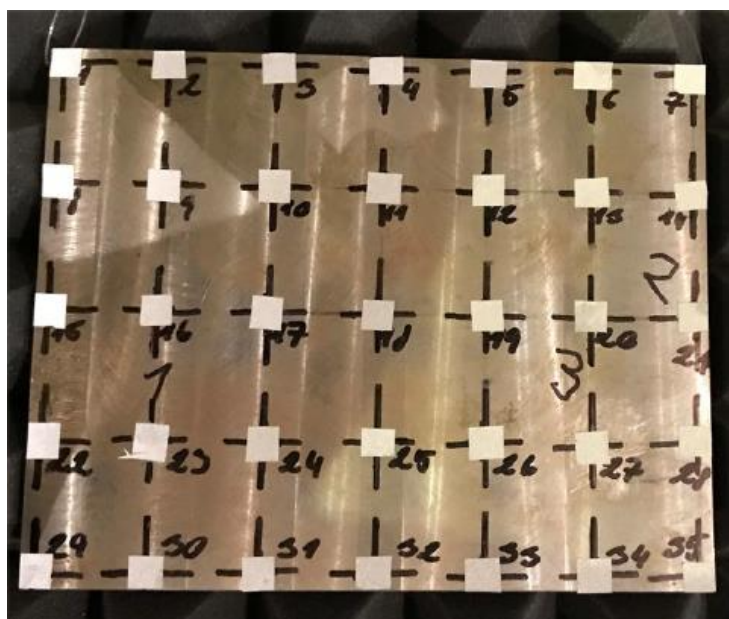
E	169 GPa
μ	0,275
ρ	7107 kg.m ⁻³

Rozměry měřeného vzorku jsou 199,8 mm x 159,9 mm x 9,35 mm. Zejména u tloušťky došlo vlivem nedokonalého obrobení k rozptylu hodnoty rozměru od 9,24 mm po 9,46 mm.

9 MODÁLNÍ ANALÝZA

9.1 EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA

Vzorek byl umístěn na měkkou flexibilní pěnu (obr. 14), čímž byl simulován nezavazbený stav (tzv. volné uložení). Vybuzení bylo provedeno rázovým kladívkem s hliníkovou koncovkou, díky které je možno dosáhnout budící frekvence až 5 kHz, v předem stanovených bodech (7 x 5 bodů). Měření probíhalo ve frekvenčním rozsahu 0 až 3500 Hz. Pomocí akcelerometru proběhlo ve stanovených bodech měření odezvy, z níž byly následně určeny vlastní tvary a frekvence struktury [36, 37].



Obr. 14 Příprava desky pro modální měření

Zároveň byly vypočteny hodnoty tlumení pro vlastní frekvence. Tato data jsou pro vlastní frekvence zaznamenána v tabulce 4 a byla použita pro následující výpočtové analýzy.

Tab. 4 Data naměřená při experimentální analýze

Mód č.	Frekvence [Hz]	Tlumení
7	920	0,125
8	1180	0,177
9	1926	0,143
10	2195	0,175
11	2575	0,112
12	3365	0,163

9.2 VÝPOČTOVÁ MODÁLNÍ ANALÝZA

Výpočtová modální analýza byla provedena v softwaru MSC Actran pomocí analýzy typu „Modal Extraction“, která je k výpočtu vlastních tvarů a frekvencí určena. V rámci optimalizace byla provedena citlivostní studie na velikost sítě. Jako nejvhodnější dělení, které zároveň splnilo omezení studentské licence (30 000 stupňů volnosti) bylo ve výsledku zvoleno dělení sítě 50 d. x 48 d. x 3d. (Š x V x H). Zpočátku byla síť modelována se zanedbáním posledních dvou desetinných míst v rozměru tloušťky, tedy 9,00 mm. Později byl proveden výpočet se zadáním přesnější tloušťky odpovídající průměrné tloušťce desky, tedy 9,35 mm.

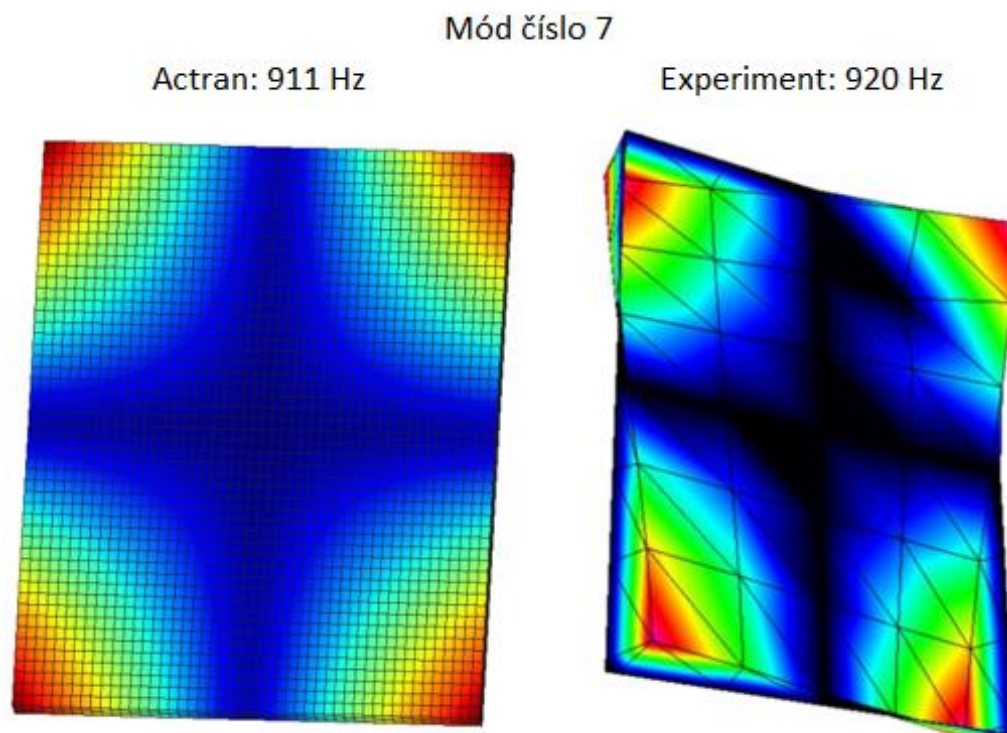
9.3 POROVNÁNÍ EXPERIMENTÁLNÍ A VÝPOČTOVÉ MODÁLNÍ ANALÝZY

Přestože popsaný rozdíl tlouštěk se může zdát zanedbatelný (rozdíl 3,74 %), průměrná chyba v nalezení správné frekvence se díky přesnější interpretaci tloušťky snížila téměř na polovinu původní hodnoty, konkrétně z 2,68 % na 1,04 %. Tabulka 5 porovnává výsledky modální analýzy získané pomocí experimentálního a výpočtového přístupu, v druhém sloupci jsou uvedeny vlastní frekvence naměřené při experimentu, ve sloupcích následujících jsou vlastní frekvence pro výpočtový přístup, nejprve jsou uvedeny hodnoty pro síť s uvažovanou tloušťkou desky 9,00 mm, v posledních dvou sloupcích jsou uvedeny vlastní frekvence pro přesnější tloušťku, 9,35 mm. I přes omezení studentskou licenci bylo u druhé zmiňované sítě dosaženo uspokojivých výsledků v celém spektru frekvencí s průměrnou chybou 1,04 %.

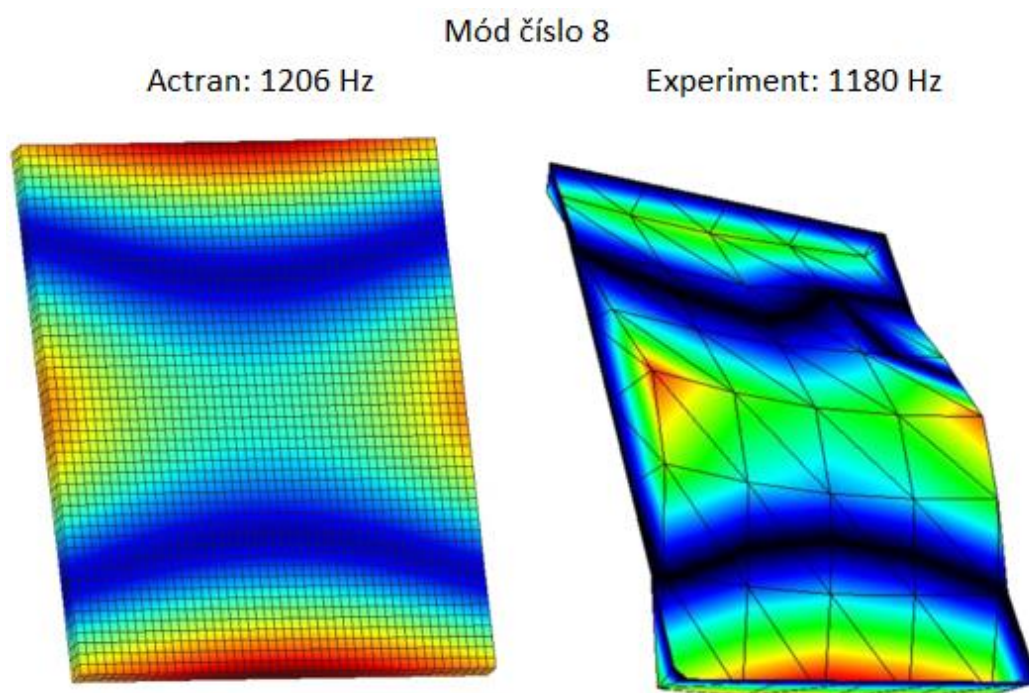
Tab. 5 Porovnání experimentální modální analýzy se simulací

Mód č.	Experiment f [Hz]	Actran (tl. 9,00 mm) f [Hz]	Chyba	Actran (tl. 9,35 mm) f [Hz]	Chyba
7	920	879	4,46%	911	0,98%
8	1180	1149	2,63%	1206	2,20%
9	1926	1940	0,73%	1943	0,88%
10	2195	2109	3,92%	2195	0,00%
11	2575	2544	1,20%	2586	0,43%
12	3365	3259	3,15%	3423	1,72%
		Průměrná chyba	2,68%	Průměrná chyba	1,04%
		Procentuální rozdíl tlouštěk (9,00 mm / 9,35 mm)			3,74%

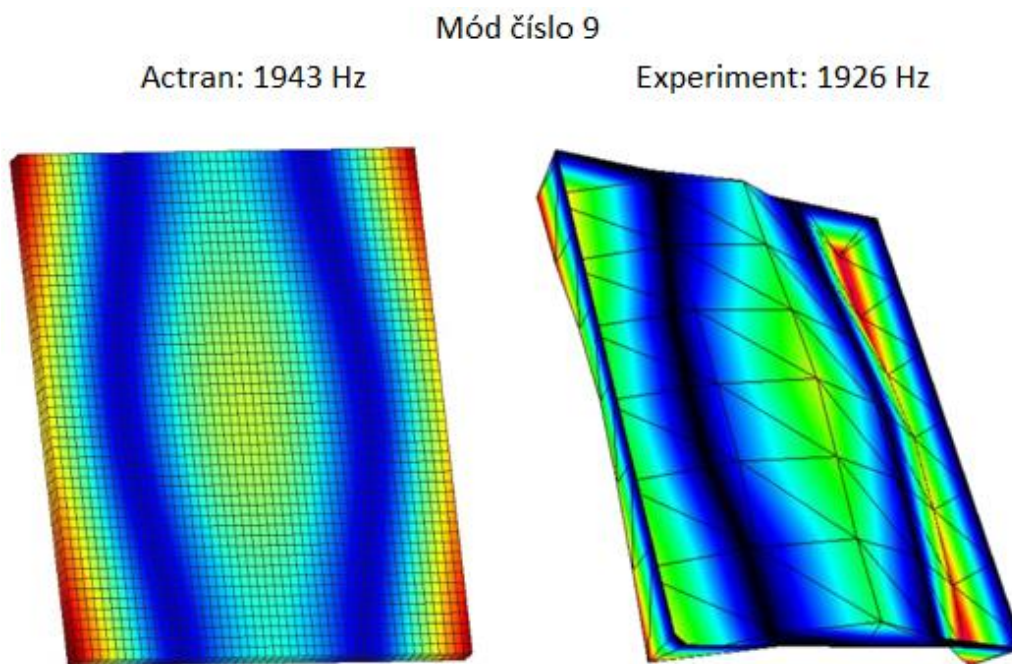
Z hlediska vlastních tvarů jsme se s výsledky v softwaru Actran také celkem dobře přiblížili naměřeným tvarům. Tvary získané simulací (vlevo) a jejich porovnání s tvary naměřenými při experimentální modální analýze (vpravo) je možno vidět na obrázcích 15 až 20.



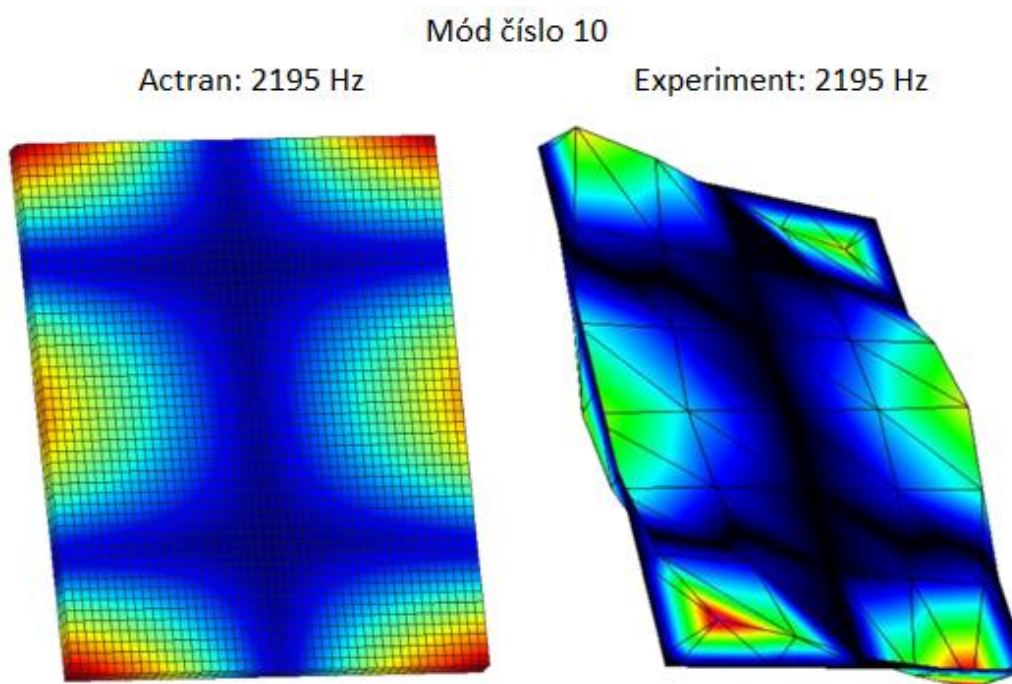
Obr. 15 Porovnání vlastních tvarů kmitu ze simulace a experimentu



Obr. 16 Porovnání vlastních tvarů kmitu ze simulace a experimentu



Obr. 17 Porovnání vlastních tvarů kmitu ze simulace a experimentu

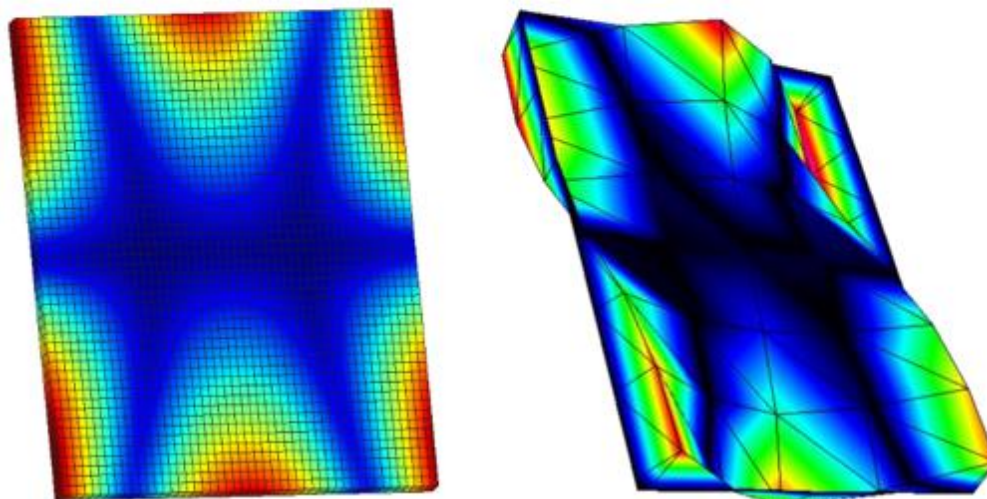


Obr. 18 Porovnání vlastních tvarů kmitu ze simulace a experimentu

Mód číslo 11

Actran: 2586 Hz

Experiment: 2575 Hz

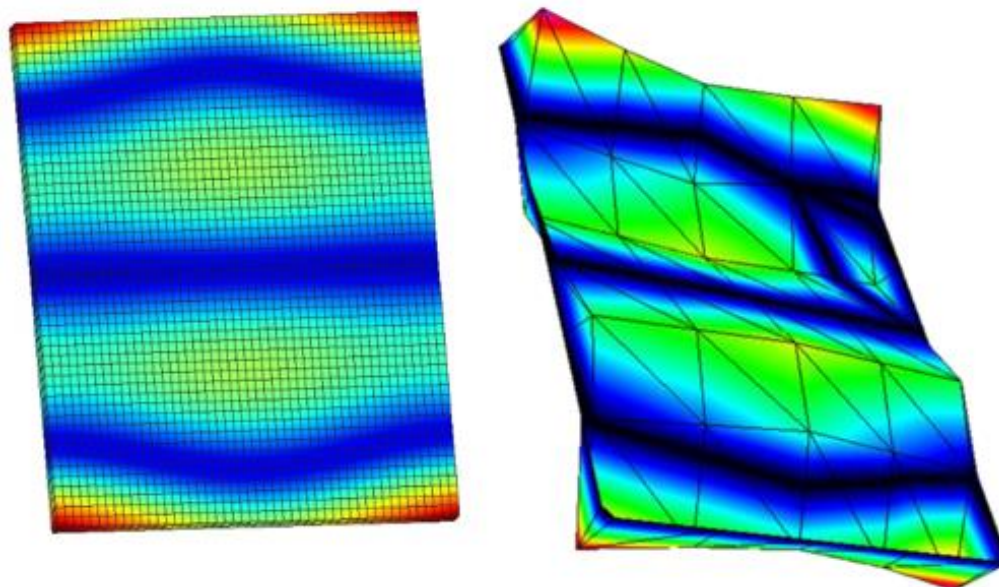


Obr. 19 Porovnání vlastních tvarů kmitu ze simulace a experimentu

Mód číslo 12

Actran: 3423 Hz

Experiment: 3365 Hz



Obr. 20 Porovnání vlastních tvarů kmitu ze simulace a experimentu

10 PROVOZNÍ TVARY KMITŮ

Provozní tvary kmitů, v anglicky psané literatuře označované jako ODS (Operation Deflection Shapes), patří do takzvané vibrační diagnostiky. Pomáhají zobrazit tvar a vibrační chování struktury při daných provozních podmínkách, tvarem rozumíme pohyb jednotlivých bodů vůči ostatním. Díky měření provozních tvarů kmitů můžeme získat povědomí o tom, jak moc, jakým směrem a v kterých bodech se stroj pohybuje či jak se stroj chová např. při rezonanční frekvenci [37].

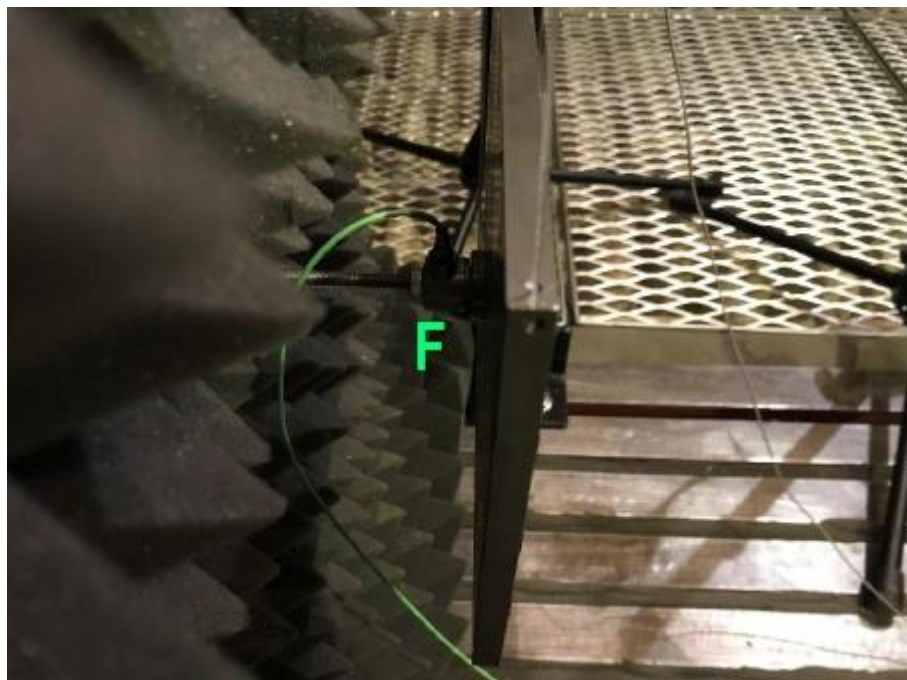
10.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ

Analýza provozních tvarů kmitů dřívě popsaného vzorku proběhla ve třech vlastních frekvencích (920 Hz, 1177 Hz a 1926 Hz) a jedné frekvenci (1248 Hz) odpovídající nejvyšší hodnotě akustického tlaku (angl. acoustic peak) při buzení sinusovým signálem v rozsahu frekvencí do 2000 Hz. Frekvence 1248 Hz sice neodpovídá frekvenci vlastní, ale jedná se o frekvenci, která vykazuje vysokou hladinu akustického tlaku, proto je z hlediska hlučnosti a vibrací nutné se jí zabývat. Popsané podmínky měření vykresluje obr. 21. Vzorek byl v bezdozvukové komoře zavěšen na flexibilním lanku, které bylo připevněno ve středu tloušťky materiálu. Toto zavěšení simulovalo tzv. volné uložení (nezavazbený stav). Vzorek byl buzen modálním budičem vibrací v ose desky. Aby bylo zabráněno ovlivnění akustického prostoru aparaturou budiče vibrací, byl budič umístěn do boxu vytvořeného z polystyrenu a následně z vnitřní i vnější strany boxu obalen zvuk pohltivým materiálem. Písmeno F označuje snímač síly. Síla, jejíž hodnoty jsou uvedeny v tab. 6, byla zaznamenána zejména proto, aby bylo možné aplikovat tu samou sílu později ve výpočtové fázi analýzy. Jelikož stejná aparatura pro buzení vzorku byla použita i pro měření hladin akustického tlaku, jsou v tabulce uvedeny i další frekvence, v kterých tato analýza proběhla.

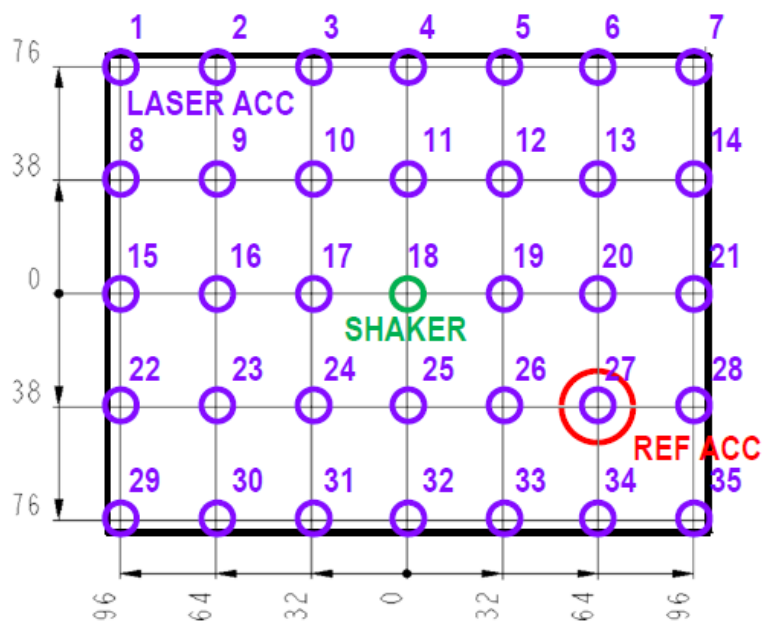
Tab. 6 Budicí síla pro jednotlivé frekvence

Mód č.	Frekvence [Hz]	Budicí síla [N]
7	920	12,24
8	1180	0,18
	1248	5,44
9	1926	0,71
	1984	7,336
10	2195	3,836
11	2575	2,004
12	3365	1,2

Na destičce jsme v 35 bodech (7 x 5 bodů) viz. obr. 22 měřili normálové zrychlení jejího povrchu, tentokrát pomocí laserového vibrometru. Pro vyhodnocení fáze pohybu bylo v bodě dle obr. 22 „ref acc“ měřeno zrychlení povrchu pomocí referenčního akcelerometru.

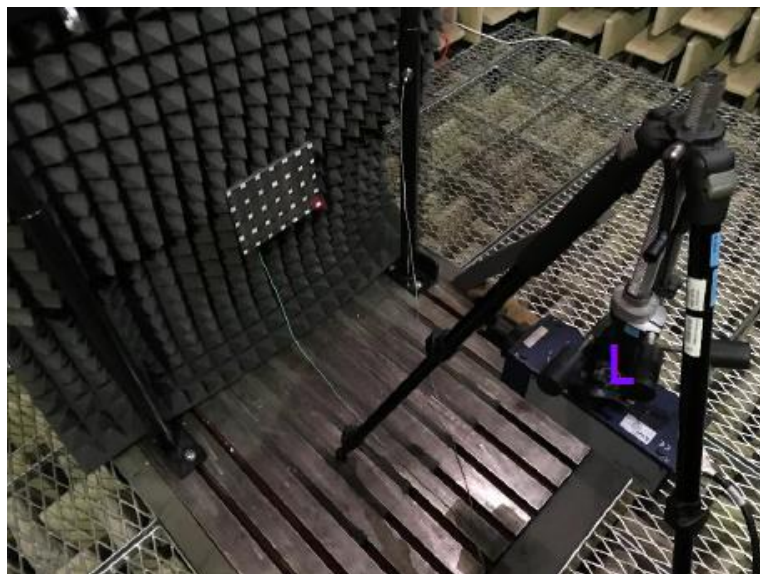


Obr. 21 Aparatura pro experimentální harmonickou analýzu



Obr. 22 Body pro měření zrychlení.

Celou měřicí aparaturu je možno vidět na obr. 23. Písmeno „L“ představuje laserový akcelerometr.



Obr. 23 Měřicí aparatura pro měření zrychlení povrchu desky

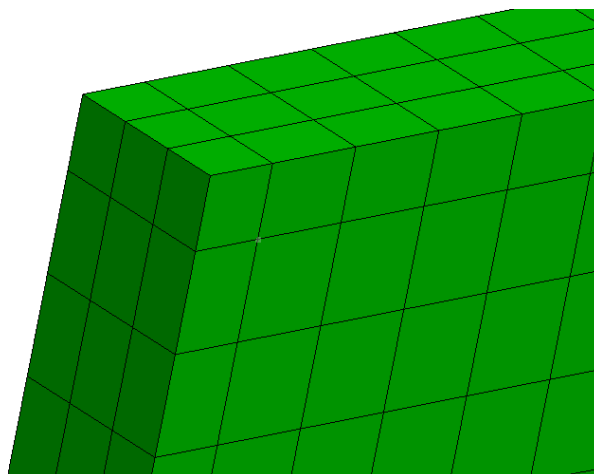
V každém bodě bylo tedy měřením zjištěno zrychlení povrchu včetně fáze pohybu, hodnoty zrychlení naměřené při experimentu jsou na obrázcích 25 až 28 v kapitole porovnávací výsledky.

10.2 VÝPOČTOVÉ MĚŘENÍ PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ

Pro analýzu provozních tvarů kmitů byla použita analýza typu „Direct Frequency Response“, která slouží k určení odezvy struktury na buzení při určité frekvenci. Deska byla v této analýze rozkmitána pomocí funkce „Point Load“, která pro zvolenou frekvenci simuluje harmonické kmitání o zvolené amplitudě síly v daném směru (normálovém směru k povrchu desky). Síla, která byla v této části analýzy aplikována pro buzení destičky se shoduje se silou, která byla pomocí siloměru naměřena v experimentální části analýzy. Zároveň bylo v této části výpočtové analýzy uvažováno tlumení, získané při modální analýze (tab. 4). To je ve výpočtu zadáváno jako imaginární část Youngova modulu pružnosti materiálu desky.

Protože při experimentu bylo původně měřeno zrychlení povrchu kmitající desky, bylo obdobně při výpočtu na desce pomocí funkce „Storage Node“ vyčteno zrychlení povrchu v bodech odpovídajících experimentu. Zrychlení bylo zaznamenáno na čtvrtině symetrické desky, neboť na rozdíl od reálné součásti při experimentu dochází k naprosto symetrickému kmitání podél svislé i podélné osy.

Při analýzách byla také z důvodu pokusu o změření normálového zrychlení povrchu v uzlových bodech sítě (odpovídajících bodům, kde bylo při experimentu měření prováděno reálně) vytvořena síť, jejíž dělení bylo za tímto účelem upraveno a velikost elementu tedy nebyla konstantní (obr. 24).



Obr. 24 Rozdílná velikost elementů sítě

Tuto síť bylo třeba složit z několika jednotlivých částí, které měly každá různě velké elementy, abychom získali uzlové body pro měření zrychlení v požadovaných souřadnicích. Přestože Actran všechny sousední prvky sítě úspěšně propojil v jeden výsledný celek a celkový počet prvků se ve výsledku téměř rovnal dělení nejlépe funkční analýzy, výsledky s tímto dělením vykazovaly podstatně větší chybu než při dělení automatickém, které bylo nakonec pro výpočet vzhledem k lepším výsledkům použito i přes to, že pozice uzlů, v kterých jsme vyhodnocovali zrychlení povrchu se mírně lišily od experimentu.

10.3 POROVNÁNÍ EXPERIMENTÁLNÍHO A VÝPOČTOVÉHO MĚŘENÍ PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ

Díky tomu, že ani v této výpočtové části nebylo třeba uvažovat okolní akustický prostor, bylo možné vytvořit co možná nejjemnější síť samotné struktury desky na hranici limitu studentské licence. Přesto se hodnoty zrychlení povrchu při analýze provozních tvarů kmitů výrazně lišily od hodnot naměřených při experimentu, u frekvence 1177 Hz dokonce zhruba desetinásobně. Trend rozložení velikosti normálového zrychlení se ale napříč povrchem desky shoduje s experimentálně změřenými hodnotami u většiny měřených frekvencí a je možno jej mezi experimentem a výpočtem porovnat na obrázcích 25 až 28.

920 Hz

Experiment							Actran						
67,1	49,3	27,9	3,01	29,2	59,9	84,2	20,40	9,76	1,28	2,04	1,28	9,76	20,40
31,9	23,6	14,8	3,99	14,8	32,4	49,6	19,43	8,60	0,35	4,05	0,35	8,60	19,43
19	8,15	1,56	6,69	1,32	9	20,4	18,99	7,93	1,63	6,37	1,63	7,93	18,99
49,7	30,7	12,5	4,64	12,4	22,3	28,9	19,43	8,60	0,35	4,05	0,35	8,60	19,43
76,8	53,2	27,7	3,41	24,3	43,2	56,7	20,40	9,76	1,28	2,04	1,28	9,76	20,40

Obr. 25 Porovnání normálového zrychlení povrchu desky při experimentu a výpočtu

1177 Hz

Experiment							Actran						
26,3	0,6	21,8	29	20,1	2,27	28,3	2,20	0,19	1,39	2,01	1,39	0,19	2,20
33,1	8,48	12,9	20,4	12,1	9,06	34,5	2,63	0,66	0,88	1,47	0,88	0,66	2,63
36,6	11,8	9,16	17,1	9,13	11,3	36,7	2,78	0,81	0,73	1,35	0,73	0,81	2,78
33	8,04	12,3	20	12,1	7,5	34,6	2,63	0,66	0,88	1,47	0,88	0,66	2,63
26,3	1,25	19,9	29,1	20,5	0,728	27,7	2,20	0,19	1,39	2,01	1,39	0,19	2,20

Obr. 26 Porovnání normálového zrychlení povrchu desky při experimentu a výpočtu

1248 Hz

Experiment							Actran						
21,5	5,39	27,6	37,7	28	5,36	22,6	43,39	7,33	47,34	62,72	47,34	7,33	43,39
32,9	5,23	14,9	23,1	14,3	5,81	35,6	61,76	12,54	24,88	38,90	24,88	12,54	61,76
36,6	11	8,86	15,9	7,65	12,7	39,5	68,60	19,68	16,93	29,94	16,93	19,68	68,60
31,6	5,93	14,9	22,8	13,7	5,82	33,8	61,76	12,54	24,88	38,90	24,88	12,54	61,76
21,9	6,9	28,1	37,6	28,7	5,6	21	43,39	7,33	47,34	62,72	47,34	7,33	43,39

Obr. 27 Porovnání normálového zrychlení povrchu desky při experimentu a výpočtu

1926 Hz

Experiment							Actran						
38,5	31,2	25	22,3	26,6	33,8	38,9	33,58	30,01	26,00	24,18	26,00	30,01	33,58
0,285	2,21	6,79	9,09	6,72	2,64	0,46	1,33	3,52	7,01	8,71	7,01	3,52	1,33
16,4	18,8	23,2	25,7	23,8	19,8	17,8	15,63	17,04	20,48	22,40	20,48	17,04	15,63
0,354	3,92	6,72	10,1	7,34	1,9	0,401	1,33	3,52	7,01	8,71	7,01	3,52	1,33
33,4	31,2	25,8	24,8	27	32,5	38	33,58	30,01	26,00	24,18	26,00	30,01	33,58

Obr. 28 Porovnání normálového zrychlení povrchu desky při experimentu a výpočtu

11 AKUSTICKÁ ANALÝZA

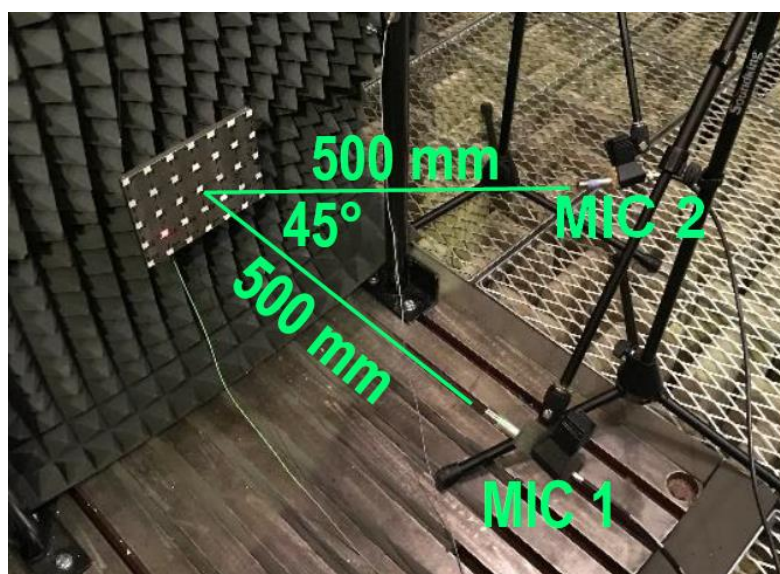
Akustická analýza se zabývá měřením akustického tlaku, výkonu a lokalizací zdrojů hluku, protože jsou to zpravidla přísně hodnocené provozní parametry stroje. Akustickým výkonem rozumíme celkovou akustickou energii vyzářenou ze zdroje nebo která prochází danou plochou. Analýza pak může přispět k nalezení příčin nevyhovujícího stavu [34, 35].

Pro získání relevantních výsledků při měření akustické analýzy se předpokládá dostatečný odstup měřeného hluku od hluku pozadí a je třeba měřit ve volném poli, kdy zdroj hluku lze považovat za bodový a nedochází k odrazům zvukových vln od okolí. Z předchozího je zřejmé, že takováto měření probíhají nejčastěji v bezdozvukových komorách. V terénu se měří pouze rozměrné či pohyblivé zdroje hluku [34, 35].

11.1 EXPERIMENTÁLNÍ AKUSTICKÁ ANALÝZA

Experimentální akustická analýza proběhla ve všech vlastních frekvencích mezi 0 Hz a 3500 Hz naměřených při modální analýze a navíc při dvou frekvencích (1248 Hz a 1984 Hz), které odpovídají nejvyšším hodnotám akustického tlaku při buzení sinusovým signálem v tomto rozsahu frekvencí. Měření probíhalo jako všechna ostatní v bezdozvukové komoře. Sestava pro buzení vzorku (buzení harmonickým sinusovým signálem pomocí modální budiče vibrací, jež byl umístěn v odstíněném boxu) a zavazbení vzorku (simulace volných okrajových podmínek) jsou totožné jako při analýze provozních tvarů kmitů. Lišila se ale měřicí aparatura.

Měření hladiny akustického tlaku proběhlo pomocí dvou mikrofonů. Mikrofon č.1 byl umístěn v polovině nejdelší osy vzorku, 120 mm nad polovinou kratší osy a ve vzdálenosti 500 mm od středového měřicího bodu. Mikrofon č. 2 byl umístěn v polovině kratší osy a ve vzdálenosti 500 mm byl vykloněn o 45° od normály procházející středem destičky. Nejlépe celou situaci postihne obrázek 29.



Obr. 29 Aparatura pro měření hladiny akustického výkonu

Pro každou z frekvencí v obou mikrofonech byla provedena sada měření hladiny akustického tlaku a data zaznamenána a zprůměrována. Naměřená data byla později porovnávána s daty z výpočtové analýzy v Actranu.

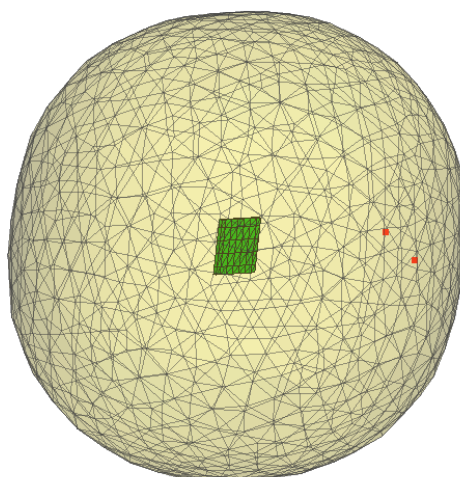
11.2 VÝPOČTOVÁ AKUSTICKÁ ANALÝZA BEZ STRUKTURY

V další výpočtové fázi bylo provedeno měření hladiny akustického tlaku v MSC Actran. K výpočtu byla použita analýza typu „Direct frequency response“, která slouží k zjištění odezvy struktury či akustického prostoru na danou frekvenci. V této analýze nebyla do výpočtu zahrnuta struktura destičky, ale bylo pouze aplikováno zrychlení na její obalovou plochu. Jako vstupní data posloužily hodnoty normálového zrychlení povrchu destičky dříve naměřené při experimentální analýze provozních tvarů kmitů. Kolem obalové plochy destičky byla vytvořena síť představující akustický prostor pomocí funkce „Radiation“. Největší element této sítě byl v závislosti na omezení studentské licence použit velikosti 0,041 m. To odpovídá v literatuře doporučené podmínce šesti elementů přes délku akustické vlny pro téměř všechny frekvence zkoumané v této části analýzy (921 Hz – 1248 Hz) kromě poslední frekvence (1926 Hz), kde ale bohužel další zjemnění naráží na maximální počet stupňů volnosti studentské licence. V případě naší analýzy je maximální velikost akustického prvku splňujícího tuto podmínku zaznamenána v tab. 7.

Tab. 7 Vypočtené maximální rozměry prvku akustického prostoru

frekvence [Hz]	maximální délka prvku akustického prostoru [m]
920	0,06
1180	0,05
1248	0,05
1926	0,03
1984	0,03
2195	0,03
2575	0,02
3365	0,02
3365	0,02

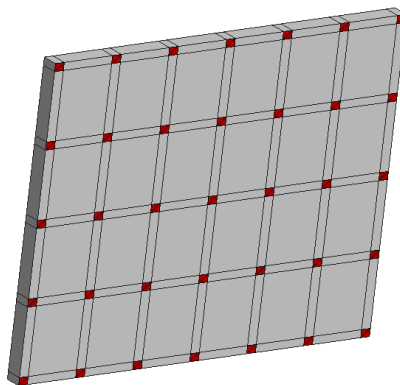
Obálku destičky bylo třeba svázat s akustickým prostorem, k čemuž slouží funkce „Coupling surface“. Na souřadnicích, které odpovídaly prostorovému umístění mikrofonů při experimentu byly vytvořeny měřicí body (Field Points), které simulují reálné mikrofony a zaznamenávají mimo jiné hladinu akustického tlaku. Geometrii popisuje obr. 30.



Obr. 30 Geometrie pro měření hladiny akustického tlaku v Actranu

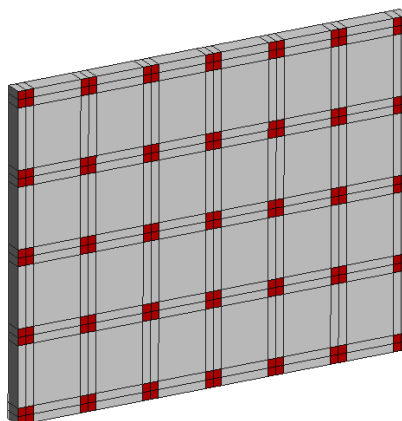
První úvaha aplikovat zrychlení do uzlu vytvořené obalové plochy destičky s jeho předpokládaným automatickým rozložením napříč zbylou sítí se ukázala jako nerealizovatelná. Zrychlení v Actranu je možno aplikovat pouze na plochu, nikoli v bodě.

Vzhledem k neuspokojivým prvotním výsledkům byl důkladněji zkoumán vliv velikosti plochy, pro kterou byla předepsána hodnota normálového zrychlení povrchu. Byly proto vytvořeny sítě „A“ až „F“, u nichž se velikost této plochy lišila. První ze sítí zobrazuje obr. 31. Červeně označené plošky o velikosti 5 mm x 4 mm odpovídají bodům, v nichž bylo při experimentu měřeno a při simulaci naopak aplikováno zrychlení.



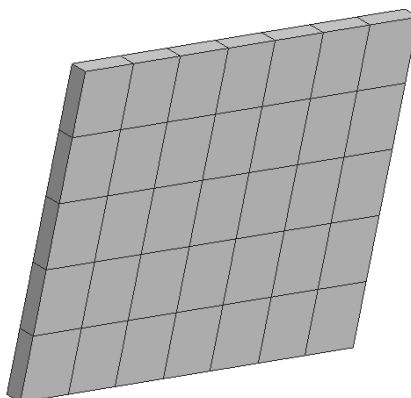
Obr. 31 Obalová plocha desky pro aplikaci zrychlení (sít' „A“)

Další z nich je sít' „B“ (obr. 32), jež má plošky pro předepsání hodnoty normálového zrychlení zvětšeny na 8 mm x 8 mm. Mimo zvětšení plošek u této sítě leží body, v nichž bylo při experimentu měřeno normálové zrychlení, uprostřed plošek, což nebylo u sítě „A“ dodrženo.

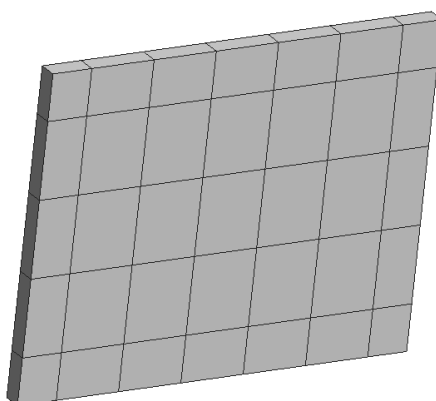


Obr. 32 Síť „B“ pro aplikaci zrychlení

Dalšími úpravami vznikla síť „C“, (není zde zobrazena, plošky velikosti 14 mm x 15 mm) a posléze síť „D“ dle obr. 33, kde již bylo zrychlení aplikováno na celou přední plochu desky. Díky poslední zmíněné síti bylo zjištěno, že zrychlení je třeba aplikovat na celou přední stěnu obalové plochy. Actran nedokáže zrychlení proložit do ostatních částí plochy, jak bylo předpokládáno zpočátku. Síť „E“, zobrazená na obr. 34 představuje optimalizaci sítě předchozí v tom smyslu, že body, v nichž bylo měřeno zrychlení při experimentu leží uprostřed plošek sítě.

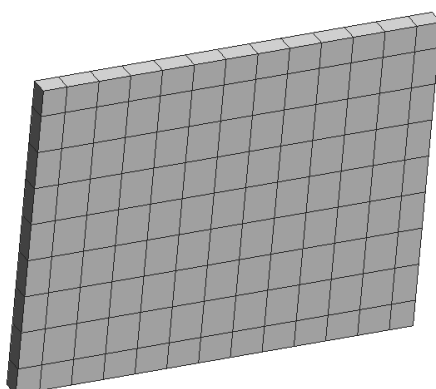


Obr. 33 Síť „D“ pro aplikaci zrychlení



Obr. 34 Síť „E“ pro aplikaci zrychlení

Poslední fází řešení této analýzy bylo zjemnění sítě obálky desky. Mezi každé dva body byl přidán další bod a zrychlení pro něj bylo dopočteno pomocí interpolace ostatních hodnot, výsledná síť „F“ je na obr. 35. Díky přidání bodů mezi každé dva body bylo získáno 117 plošek pro zadání zrychlení namísto původních 35.



Obr. 35 Síť „F“ pro aplikaci zrychlení

11.3 POROVNÁNÍ EXPERIMENTÁLNÍ A VÝPOČTOVÉ AKUSTICKÉ ANALÝZY BEZ STRUKTURY

Data porovnávající výsledky simulací v Actranu v závislosti na použitých sítích A až F s daty naměřenými při experimentu jsou zaznamenána v tabulkách 8 až 11.

Z výsledků v tabulkách je patrné, že hladiny akustického tlaku při použití první sítě „A“ vykazují chybu kolem 60 %. Výsledky se sítí „B“, která má krom přesnější pozice plošek pro předpis zrychlení také plošky větší, mají průměrnou odchylku od měření 42,05 %. Výsledky z výpočtu se sítí „C“ se liší v průměru o 26,17 %. Je tedy patrné, že vliv velikosti plochy pro předpis zrychlení má zásadní vliv na přesnost výsledků. Software Actran neprokládá zrychlení do ostatních částí plochy, na rozdíl od počáteční úvahy. U další sítě v pořadí s indexem „D“ již tedy bylo zrychlení předepsáno pro celou přední plochu destičky. Zde již, jak je možno sledovat v tabulkách 8 až 11, dochází k výraznému poklesu odchylky od

experimentálních dat s její průměrnou hodnotou 6,75 %. Sít' „E“, jejíž plošky zabírají celou přední plochu desky, stejně jako u předchozí zmíněné sítě, má ale navíc pozice plošek lépe odpovídající experimentu. Odpovídají tomu i výsledná data, jejichž odchylka od experimentu se opět výrazně snížila na hodnotu maximálně 3,8 %, průměrně 2,08 %. Poslední sít' „F“, jež obsahovala jemnější dělení celé přední plochy desky, vykazuje výsledky s odchylkou maximálně 4,3 %, průměrně 2,68 %.

Dle předpokladů nejlepší výsledky dávají sítě „E“ (průměrná chyba ze všech frekvencí 2,08 %) a „F“ (průměrná chyba 2,68 %). Celkově sít' „E“ dává nejpřesnější výsledky s nejmenším rozptylem hodnot.

Tab. 8 Hladiny akustického tlaku pro různé sítě

Hladina akustického tlaku pro frekvenci 921 Hz

Index sítě	Pro zadání zrychlení využito plochy [%]	MIC_1 experiment [dB]	MIC_1 Actran [dB]	MIC_1 chyba [%]	MIC_2 experiment [dB]	MIC_2 Actran [dB]	MIC_2 chyba [%]	Chyba průměr [%]
A	2,2%	67,37	30,47	54,8%	59,43	23,75	60,0%	57,4%
B	7,0%	67,37	41,12	39,0%	59,43	35,82	39,7%	39,3%
C	23,0%	67,37	52,1	22,7%	59,43	44,79	24,6%	23,6%
D	100,0%	67,37	68,42	1,6%	59,43	64,68	8,8%	5,2%
E	100,0%	67,37	65,8	2,3%	59,43	61,86	4,1%	3,2%
F	100,0%	67,37	65,74	2,4%	59,43	62,09	4,5%	3,4%

Tab. 9 Hladiny akustického tlaku pro různé sítě

Hladina akustického tlaku pro frekvenci 1177 Hz

Index sítě	Pro zadání zrychlení využito plochy [%]	MIC_1 experiment [dB]	MIC_1 Actran [dB]	MIC_1 chyba [%]	MIC_2 experiment [dB]	MIC_2 Actran [dB]	MIC_2 chyba [%]	Chyba průměr [%]
A	2,2%	67,79	29,09	57,1%	70,48	29,56	58,1%	57,6%
B	7,0%	67,79	36,9	45,6%	70,48	40,66	42,3%	43,9%
C	23,0%	67,79	47,51	29,9%	70,48	49,81	29,3%	29,6%
D	100,0%	67,79	62,78	7,4%	70,48	68,12	3,3%	5,4%
E	100,0%	67,79	67,17	0,9%	70,48	70,9	0,6%	0,8%
F	100,0%	67,79	68	0,3%	70,48	70,98	0,7%	0,5%

Tab. 10 Hladiny akustického tlaku pro různé sítě

Hladina akustického tlaku pro frekvenci 1248 Hz

Index sítě	Pro zadání zrychlení využito plochy [%]	MIC_1 experiment [dB]	MIC_1 Actran [dB]	MIC_1 chyba [%]	MIC_2 experiment [dB]	MIC_2 Actran [dB]	MIC_2 chyba [%]	Chyba průměr [%]
A	2,2%	71,5	33,46	53,2%	70,11	33,63	52,0%	52,6%
B	7,0%	71,5	42,2	41,0%	70,11	44,6	36,4%	38,7%
C	23,0%	71,5	53,15	25,7%	70,11	53,9	23,1%	24,4%
D	100,0%	71,5	68,65	4,0%	70,11	73,21	4,4%	4,2%
E	100,0%	71,5	72,48	1,4%	70,11	74,46	6,2%	3,8%
F	100,0%	71,5	73,22	2,4%	70,11	74,39	6,1%	4,3%

Tab. 11 Hladiny akustického tlaku pro různé sítě

Hladina akustického tlaku pro frekvenci 1926 Hz

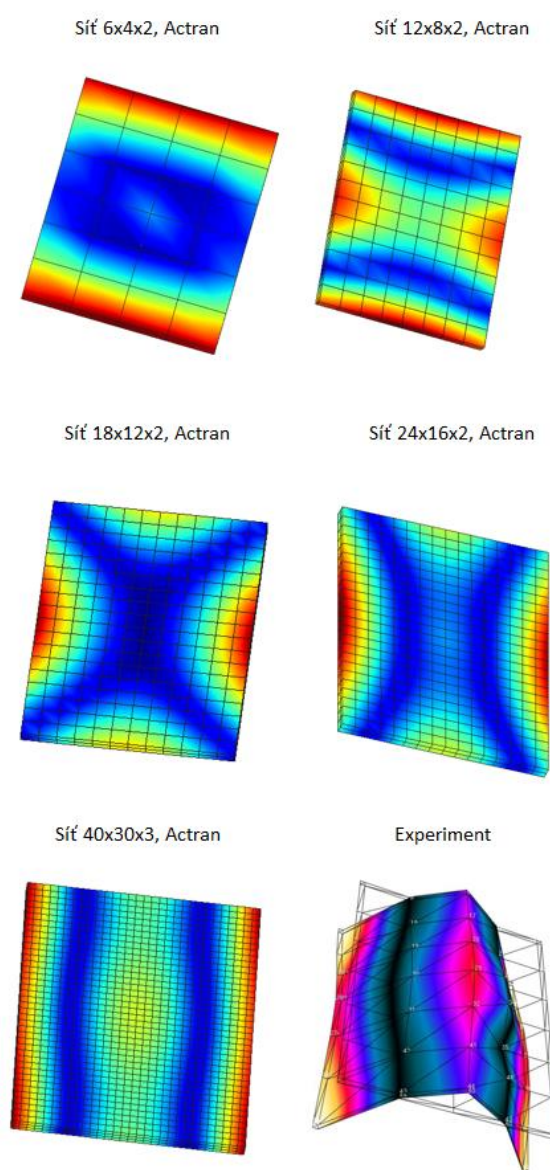
Index sítě	Pro zadání zrychlení využito plochy [%]	MIC_1 experiment [dB]	MIC_1 Actran [dB]	MIC_1 chyba [%]	MIC_2 experiment [dB]	MIC_2 Actran [dB]	MIC_2 chyba [%]	Chyba průměr [%]
A	2,2%	69,61	29,15	58,1%	67,08	13,6	79,7%	68,9%
B	7,0%	69,61	35,14	49,5%	67,08	38,21	43,0%	46,3%
C	23,0%	69,61	45,57	34,5%	67,08	53,16	20,8%	27,6%
D	100,0%	69,61	59,94	13,9%	67,08	59,97	10,6%	12,2%
E	100,0%	69,61	69,83	0,3%	67,08	67,48	0,6%	0,5%
F	100,0%	69,61	72,75	4,5%	67,08	67,47	0,6%	2,5%

11.4 VÝPOČTOVÁ AKUSTICKÁ ANALÝZA SE STRUKTUROU

Následující fází výpočtové analýzy v Actranu bylo měření hladiny akustického tlaku, nyní však nejen se zahrnutím geometrie desky, nýbrž i její struktury. Použitá analýza (Direct frequency response) je totožná s analýzou popsanou v předchozí části. Liší se ale okrajové podmínky, kdy jsme neuvažovali jako vstup přímo zrychlení povrchu desky. Deska byla, stejně jako v případě analýzy provozních tvarů kmitů, rozkmitána pomocí funkce „Point load“, jež pro danou frekvenci simuluje harmonické kmitání o zvolené amplitudě síly ve zvoleném směru (v našem případě normálovém k povrchu destičky), stejně jako při experimentu. Hodnoty aplikované síly se shodovaly s hodnotami, kterými byla destička rozkmitána při analýze experimentální a které již byly uvedeny v tabulce 6.

Tvorbu sítě desky a akustického prostoru v této fázi analýzy již značně limitovala studentská licence a bylo třeba kompromisů, neboť samotná struktura desky zabrala více než polovinu elementů celé analýzy. V první fázi byl kladen zejména důraz na jemnou akustickou síť při hrubší síti struktury. Zde docházelo k velkým nepřesnostem už na začátku analyzovaného řetězce, konkrétně vybuzené tvary vypočtené v Actranu se velmi lišily od

tvary kmitání zaznamenaných při experimentální analýze. Situaci se pokusíme popsat obrázkem 36. Na něm jsou zaznamenány v Actranu vypočtené vlastní tvary vybuzené při frekvenci 1926 Hz v závislosti na hrubosti vytvořené strukturální sítě. Hodnoty popisující jednotlivé tvary představují dělení v osách destičky od nejdelší po nejkratší („počet elementů v nejdelší ose“ x „počet elementů v druhé nejdelší ose“ x „počet elementů v nejkratší ose“). Tvar vyobrazený vpravo dole je tvar zaznamenaný při experimentu. Dá se předpokládat, že s první, velmi hrubou sítí Actran nedokáže dostatečně popsat vybuzený tvar. Nicméně zajímavým zjištěním na této velmi zjednodušené součásti je, že i s o mnoho jemnějšími sítěmi vybuzený tvar nepopisoval ani správný trend tvarů kmitů a velmi se lišil od tvaru předpokládaného, tedy reálným vzorkem vybuzeného. Až posledně vyobrazený tvar, tvořený sítí 40 x 30 x 3 díly popisuje správný trend tvaru kmitání. Toto dělení bylo také ve výsledku použito pro celou popisovanou analýzu. Pokusy o další, ještě výraznější zjemnění strukturální sítě se ukázaly jako neefektivní, protože znamenaly příliš hrubou síť akustického prostoru.



Obr. 36 Porovnání vypočtených vlastních tvarů v závislosti na použité síti s tvarem zaznamenaným při experimentu

Aby bylo dosaženo dostatečně jemné strukturální sítě, bylo třeba v rámci potřeby dodržet 30 000 stupňů volnosti pro prvky jedné analýzy vytvořit hrubší síť akustického prostoru. Maximální velikost jednoho elementu akustické sítě se tak ustálila na hodnotě 0,076 m. Z tabulky 7 je zřejmé, že pokud se máme řídit v literatuře doporučenou hodnotou 6 elementů akustické sítě přes akustickou vlnu, je tato síť na hranici použitelnosti už u nejnižší analyzované frekvence, tím větší problém tato hrubá síť představuje u frekvencí dalších.

I přes tuto skutečnost byla kombinace relativně jemné strukturální a poměrně hrubé akustické sítě vyhodnocena jako nejefektivnější v případě nutnosti dodržení malého počtu stupňů volnosti, ať už z hlediska našeho problému s omezením licence, či případné nutnosti dodržení krátkého výpočetního času nebo nedostatku výpočetního výkonu v případech jiných.

11.5 POROVNÁNÍ EXPERIMENTÁLNÍ A VÝPOČTOVÉ AKUSTICKÉ ANALÝZY SE STRUKTUROU

Výsledky výpočtů jsou zaznamenány v tab. 12 v pořadí: data naměřená prvním mikrofonem při experimentu, data z prvního mikrofónu získaná výpočtovým přístupem, procentuální chyba výsledků získaných výpočtovým přístupem, obdobně pro mikrofon druhý. Poslední sloupec průměruje chyby z obou mikrofónů.

Vysokou odchylku vypočtených hodnot od experimentálně změřeného stavu u frekvencí 1180 Hz a 2575 Hz bylo možné pozorovat u všech typů kombinací akustické a strukturální sítě. I přes tyto dvě odlišující se frekvence se průměrná chyba navzdory hrubé síti akustického prostoru pohybuje na hranici 9 %, u většiny frekvencí jednotlivě ještě níže.

Tab. 12 Porovnání naměřených hladin ak. tlaku pro experimentální a výpočtovou analýzu

Frekvence [Hz]	MIC_1	MIC_1	MIC_1	MIC_2	MIC_2	MIC_2	Chyba průměr [%]
	experiment [dB]	Actran [dB]	chyba [%]	experiment [dB]	Actran [dB]	chyba [%]	
920	67,37	67,97	0,89%	59,43	60,72	2,17%	1,53%
1180	67,80	57,17	15,68%	70,48	55,06	21,88%	18,78%
1248	71,50	77,79	8,80%	70,10	74,15	5,78%	7,29%
1926	69,60	78,92	13,39%	67,10	69,83	4,07%	8,73%
1984	83,34	88,85	6,61%	76,96	79,47	3,26%	4,94%
2195	68,18	75,40	10,59%	61,74	65,11	5,46%	8,02%
2575	54,08	62,73	15,99%	67,76	56,84	16,12%	16,06%
3365	46,62	52,32	12,23%	46,00	44,95	2,28%	7,25%
	Průměr chyb:		10,52%			7,63%	9,07%

ZÁVĚR

V první části práce byla provedena rešerše zabývající se základní problematikou hluku a vibrací, jejich šířením a vlivem na člověka. Byly také zmíněny základní veličiny a pojmy v akustice, včetně decibelových stupnic, které jsou v akustice důležité zejména proto, že hodnoty, s kterými v akustice pracujeme, se mohou lišit až o několik řádů, stejně tak lidský sluchový orgán dokáže registrovat akustické veličiny ve velmi širokém spektru. Nechybí ani teorie týkající se experimentálního měření akustických veličin.

Cílem práce bylo vytvoření výpočtového modelu, který zkoumal akustický projev a vibrace (NVH parametry) na zjednodušené součásti. Výsledky z výpočtových analýz provedených na tomto modelu byly následně porovnávány s reálnými daty naměřenými při experimentální analýze vzorku. Protože stanovování NVH parametrů pro komplexní objekty je z výpočtového hlediska velmi problematické i bez ohledu na omezení studentské licence použitého softwaru, byla jako součást pro všechny experimentální analýzy popsané v této práci použita litinová destička o rozměrech 200 mm x 160 mm x 9,35 mm vyfrézovaná ze skříně převodovky. Tato destička může být vnímána jako maximálně zjednodušená součást, která je zdrojem hluku, podobně jako celá převodovka, z níž je obrobena. Tloušťka destičky se vlivem nedokonalého obrobení pohybuje v rozmezí hodnot 9,24 mm až 9,46 mm, a to může být jedním z důvodů odchylek výsledků výpočtového a experimentálního přístupu.

Pro výpočtové analýzy byl použit software společnosti MSC Actran, který výpočty provádí pomocí metody konečných prvků. Jeho výhodou je volně dostupná studentská licence, jejíž analýzy mají ale samozřejmě svá omezení. Tím největším omezením je maximální počet stupňů volnosti stanovený na 30 000, který se při řešení některých analýz projevil jako značně limitující, zejména při řešení úloh, v nichž byla zapojena struktura destičky i okolní akustický prostor zároveň.

Všechny analýzy destičky byly provedeny experimentálním a výpočtovým přístupem a následně byly porovnány data z obou typů přístupu. Aby toto mohlo být provedeno, tak bylo třeba měřit nejen výstupy z experimentálních analýz, ale i vstupy, které byly následně zaneseny do analýz výpočtových. Příkladem je měření nejen frekvence, ale i síly, kterou modální budič vibrací rozkmitával destičku při měření hladiny akustického tlaku.

První provedenou analýzou byla analýza modální. Její experimentální část proběhla pomocí buzení destičky rázovým kladívkem s následným vyhodnocením zrychlení povrchu destičky pomocí akcelerometru. Ve výpočtové analýze byla provedena citlivostní studie na velikost sítě. Byl také zkoumán vliv přesnosti zadání geometrických rozměrů (v první fázi byly zanedbány poslední dvě desetinná místa tloušťky materiálu). Finální výsledky z modální analýzy se frekvencemi i vykreslenými tvary velmi blíží hodnotám naměřeným při experimentu. Průměrná chyba vypočtené frekvence je 1,04 %.

Analýza provozních tvarů kmitů ve své experimentální části byla provedena za pomoci modálního budiče vibrací, který destičku volně zavěšenou na flexibilním lanku rozkmital v předem určených frekvencích (odpovídajících zejména vlastním frekvencím). Pomocí laserového vibrometru bylo snímáno zrychlení povrchu destičky při kmitání a pomocí siloměru byla zaznamenávána síla potřebná k jejímu rozkmitání. Stejná síla byla posléze aplikována k rozkmitání destičky ve výpočtové fázi analýzy. Díky vyhodnocení normálového zrychlení na povrchu destičky bylo možné pozorovat obdobné tvary vybuzené při experimentu i výpočtové analýze.

V poslední, akustické analýze, proběhlo měření hladiny akustického tlaku. Součástí byla stejně jako při analýze provozních tvarů kmitů rozkmitána modálním budičem vibrací zejména ve vlastních frekvencích. Pomocí dvou mikrofonů byla měřena hladina akustického tlaku vybuzená kmitáním destičky. Ve výpočtové fázi bylo k analýze přístupováno dvěma způsoby. V prvním z nich byla uvažována pouze obalová plocha destičky a akustický prostor kolem, její struktura byla zanedbána. Aby bylo možno měřit hladinu akustického tlaku v akustickém prostoru kolem destičky, bylo třeba na její obalovou plochu předepsat zrychlení povrchu. Toto zrychlení se shodovalo se zrychlením naměřeným v experimentální analýze provozních tvarů kmitů. Takto bylo provedeno několik analýz, z nichž nejlepší dává průměrnou chybu 2,08 %. Druhý přístup již uvažoval samotnou strukturu desky. Ta byla, stejně jako při měření provozních tvarů kmitů, rozkmitána modálním budičem vibrací ve vlastních frekvencích stejnými silami, jakými byla rozkmitána při experimentu. V této části analýzy byla uvažována jak struktura destičky, tak zároveň okolní akustický prostor. Toto představovalo problém zejména ve spojení se studentskou licencí a omezeným počtem stupňů volnosti použitého softwaru. Bylo tedy třeba kompromisů z hlediska jemnosti sítě. I přes tuto skutečnost bylo dosaženo výsledků s průměrnou chybou 9,07 %.

Bylo prokázáno, že analýzy provedené v softwaru Actran se s menší či větší hodnotou chyby shodují s experimentálně naměřenými daty. Pokud by bylo třeba provádět analýzu složitější součásti, již je třeba využít plnou licenci či jiný software, protože i pro velmi jednoduchou součást bylo omezení studentské licence limitující.

V návaznosti na tuto práci by bylo možné provádět obdobné analýzy na součástech složitějších, například na právě zmíněné skříně převodovky, která je u automobilů typickým zdrojem vibrací i hluku, podobně jako samotný spalovací motor.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Brno: PC-DIR, 1998. ISBN 80-214-1262-3.
- [2] CROCKER, Malcolm J. *Handbook of noise and vibration control*. Hoboken, N.J.: John Wiley, c2007. ISBN 978-0-471-39599-7.
- [3] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [4] Vibrace a hluk. *Biomechanika 2* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://biomechanika.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=84%3Avibrace-a-hluk&catid=38%3Aopory&Itemid=97&lang=cs
- [5] Akustika, základní pojmy a veličiny v akustice. *Ústav fyziky a materiálového inženýrství* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_02.pdf
- [6] ZVUK. In: Fyzikweb [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://fyzika711.cz/vyuka/zapisyzhodin/9r/zvuk.pdf>
- [7] Akustické vlnění. *Studijní opory s převažujícími distančními prvky pro předměty teoretického základu studia*. [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://www.studopory.vsb.cz/studijnimaterialy/Fyzikaprobakalare/PDF/1_8_3_akustika.pdf
- [8] Radiologická fyzika: Zvuk a ultrazvuk. *Biofyzikální ústav* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.med.muni.cz/biofyz/files/radiologieBC/UZ1.pptx>
- [9] Postupné a stojaté vlnění. *FyzWEB* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://fyzweb.cz/materialy/aplety_hwang/waveType/index.html
- [10] NOVOTNÝ, Pavel. *Vibrace a hluk vozidel: Základy problematiky hluku*. Brno, 2016.
- [11] Akustický výkon zdroje hluku: Akustický výkon a hladina akustického výkonu. In: *Ústav fyzikálního inženýrství: Fakulta strojního inženýrství* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://physics.fme.vutbr.cz/~mcerny/BF/labiny/Akvykon.pdf>
- [12] CROCKER, Malcolm J. *Handbook of acoustics*. New York: Wiley, c1998. ISBN 978-0471252931.
- [13] Decibelové veličiny v akustice, kmitočtová pásma. In: *Ústav fyziky a materiálového inženýrství* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_03.pdf
- [14] Co je to decibel?. *OKIIKE* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://oklike.c-a-v.com/soubory/co_to_je_decibel.htm
- [15] Bezodrazová (bezdozvuková) komora. *Bezodrazové komory* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.bezodrazove-komory.cz/bezodrazove-komory.php>

- [16] *AKUSTICKÉ ZKUŠEBNÍ KOMORY* [online]. Brno, 2010 [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/500/BPKrizkaDavid.pdf/>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [17] Akustická pole. In: *Biomechanika 2* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://biomechanika.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_phocadownload&view=category&download=81%3Aakusticka-pole&id=4%3Afrvs_stodola&Itemid=96&lang=cs
- [18] Experimentální analýza hluku. *Biomechanika 2* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://biomechanika.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_phocadownload&view=category&download=85%3Aexperimentalni-analyza-hluku&id=4%3Afrvs_stodola&Itemid=96&lang=cs
- [19] Greif-akustika. s.r.o. *Akustická intenzita* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.greif.cz/mereni/akusticka-intenzita.html?detail=1>
- [20] Měření akustického výkonu zdrojů hluku. *Fakulta strojní: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/6_Mereni-akustickeho-vykonu-intenzita.pdf
- [21] Měření akustické intenzity. *Ústav výrobních strojů a zařízení* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.rcmt.cvut.cz/zkuslab/cz/text/28>
- [22] Matematický základ MKP. In: *Mechanik: Odbor pružnosti a pevnosti* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mmkp/podklady/mod.pdf>
- [23] Fluid-Structure Interaction. *Multiphysics Cyclopedia* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/multiphysics/fluid-structure-interaction>
- [24] PRNKA, Jiří. *Výpočtové modelování hluku v kabině letounu VUT 100 Cobra* [online]. Brno, 2010 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29721. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [25] Free Field Radiation of a Monopole: Actran Studen Edition Tutorial [online]. In: . [cit. 2018-05-02].
- [26] EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA. *Energetický ústav: Odbor termomechaniky a techniky prostředí* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/Ka06-04.htm>
- [27] PŘIKRYL, František. *FREKVENČNĚ MODÁLNÍ ANALÝZA LOPATKOVÉHO SVAZKU PARNÍ TURBÍNY* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15976. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [28] MODÁLNÍ ZKOUŠKY. In: *Fakulta strojní: Vysoká škola báňská* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/BilosovaAlena_EMAskripta.pdf

- [29] Jak pracuje bezkontaktní 1D a 2D měření vibrací pomocí světla?. *Automatizace.hw.cz: rady a poslední novinky z oboru* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/jak-pracuje-bezkontaktni-1d-a-2d-mereni-vibraci-pomoci-svetla.html>
- [30] Laserové vibrometry. *SVM tech* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.svmtech.cz/cz/laserove-vibrometry>
- [31] Snímače. In: *Katedra mechaniky* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: https://www.kme.zcu.cz/kmet/exm/download/EXM_PREDNASKA_07a.pdf
- [32] Actran Acoustics: Powerful Acoustic Simulation Software. *MSC Software* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/product/actran-acoustics>
- [33] MSC Software Solutions. In: *MSC Software* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: http://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/GB5wEBco-4boqifAUskXUA6Hfej35c1MuKJ_IsAkAs/mtime:1441878152/sites/default/files/msc_software_company_overview.pdf
- [34] Akustika - měření akustického výkonu a lokalizace zdrojů hluku. *Vibration acoustics laboratory* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://vibroakustika.uk.fme.vutbr.cz/akustika.html>
- [35] VÁGNEROVÁ, Monika. *Základy akustiky* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.greif.cz/download/its075-zaklady-akustiky-prirucka-pro-zacatecniky.pdf>
- [36] Rázové kladívko. *Ekosoftware* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/razove-kladivko>
- [37] TOMEK, Tomáš. *BEZKONTAKTNÍ MĚŘENÍ PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ* [online]. Brno, 2014 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=83713. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [38] Zdroje hluku v dopravních prostředcích se spalovacími motory. *Energetický ústav: Odbor termomechaniky a techniky prostředí* [online]. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/Ka05-01.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>A</i>		Činitel absorpce
<i>B</i>	[mbar]	Barometrický tlak v místnosti
<i>c</i>	[m/s]	Rychlost šíření vlnění
<i>C</i>	[dB]	Korekční konstanta pro atmosférické podmínky
<i>ČSN</i>		Česká technická norma
<i>DOF</i>		Stupně volnosti
<i>E</i>	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
<i>f</i>	[Hz]	Frekvence
<i>I</i>	[W/m ²]	Akustická intenzita
<i>I₀</i>	[W/m ²]	Referenční hodnota intenzity zvuku
<i>ISO</i>		Mezinárodní organizace pro standardizaci
<i>K_{Ai}</i>	[dB]	Korekce pro váhový filtr ak. tlaku typu A
<i>L</i>	[dB]	Hladina (akustické) veličiny
<i>L_I</i>	[dB]	Hladina akustické intenzity
<i>l_{max}</i>	[m]	Maximální délka akustického prvku
<i>L_p</i>	[dB]	Hladina akustického tlaku
<i>L_{pA}</i>	[dB]	Hladina akustického tlaku vážená filtrem typu A
<i>L_{pi}</i>	[dB]	Hladina akustického tlaku v příslušném kmitočtovém pásmu
<i>L_W</i>	[dB]	Hladina akustického výkonu
<i>MHE</i>		Metoda hraničních elementů
<i>MKP</i>		Metoda konečných prvků
<i>MSC</i>		MacNeal_Schwendler Corporation
<i>NASA</i>		Národní úřad pro letectví a kosmonautiku
<i>NVH</i>		Hluk, vibrace, drsnost chodu
<i>ODS</i>		Provozní tvary kmitů
<i>P</i>	[W]	Akustický výkon
<i>p₀</i>	[Pa]	Referenční akustický tlak
<i>p_b</i>	[Pa]	Barometrický tlak
<i>p_c</i>	[Pa]	Celkový tlak
<i>p_{ef}</i>	[Pa]	Efektivní hodnota akustického tlaku
<i>R</i>	[m]	Poloměr měřicí kulové plochy

S	[m ²]	Celkový povrch místnosti
S_0	[m ²]	Referenční plocha
T	[s]	Perioda vlnění
V	[m ³]	Objem místnosti
λ	[m]	Vlnová délka
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota
φ	[-]	Fázový posun