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

MOŽNOSTI STANOVENÍ NVH PARAMETRŮ ODEMYKACÍHO MECHANIZMU PODÉLNÉHO POSUVU SEDADLA V OSOBNÍM AUTOMOBILU

POSSIBILITIES OF DETERMINING NVH PARAMETERS OF THE SEAT TRACK RELEASE MECHANISM IN A PASSENGER CAR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Viktor Ondriska
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Aleš Prokop, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Viktor Ondriska**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**
Akademický rok:	2020/21

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

Možnosti stanovení NVH parametrů odemykacího mechanizmu podélného posuvu sedadla v osobním automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Bakalářská práce se zabývá shromážděním informací v oblasti konstrukce a dynamického chování odemykacího mechanizmu podélného posuvu sedadla v osobním automobilu. Z důvodu zvyšování komfortu při jízdě je vhodné dynamické chování predikovat pomocí výpočtových metod.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše dané problematiky z hlediska konstrukčních řešení a principu funkce.
Analýza dynamického chování odemykacího mechanizmu podélného posuvu sedadla, rozbor budicích silových účinků.
Nástin možných metod výpočtového modelování dynamického chování.

Seznam doporučené literatury:

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1603-0.

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

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Práca sa zaoberá hlukom vydávaným odomykacím mechanizmom pozdĺžneho posuvu sedadla v automobile. Cieľom práce je preskúmať možnosti analyzovania vyžarovaného hluku pomocou meraní a výpočtových metód. Úvod je venovaný konštrukcii trackov. V ďalšej kapitole je súhrn výpočtových metód, používaných na posudzovanie vibrácií a hluku. Ďalej sú popísané metódy meraní NVH parametrov. Ku koncu práce je rozbor konkrétneho systému na posuv sedadla a výsledky uskutočnených meraní.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hluk, vibrácie, automobil, sedadlo, meranie

ABSTRACT

The focus of this thesis is the noise produced by a seat track release mechanism used in road vehicles. The goal of this work is exploring the possibilities of determining the radiated sound through experimental and computational means. The introduction is dedicated to different seat track designs. In the next chapter is a summary of computational means used to determine vibrations and noise. Further on, measurement methods of NVH parameters are described. Near the conclusion of the thesis there's a breakdown of a newly developed seat track mechanism and the results of measurements that were carried out.

KEYWORDS

Noise, vibration, car, seat, measurement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ONDRISKA, Viktor. *Možnosti stanovení NVH parametrů odemykacího mechanizmu podélného posuvu sedadla v osobním automobilu.* Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129621. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 9. září 2020 ……..……..……..

Viktor Ondriska

PODĚKOVÁNÍ

Rád by som sa poďakoval vedúcemu práce Ing. Alešovi Prokopovi, Ph.D. za jeho pomoc a dohľad pri vypracovávaní práce. Ďakujem aj Romanovi Prednému a Firme Adient za poskytnutú tému práce a podporu. V neposlednom rade chcem poďakovať svojej rodine a kamarátom za ich podporu počas celého štúdia.

OBSAH

ÚVOD **10**

1 Rešerš konštrukčných riešení **12**
1.1 Audi A1 1.4 TFSI Base (2016) 12
1.2 BMW rada 3 320d (2019) 13

2 Úvod do vibroakustiky **14**
2.1 Zvuk 14
2.1.1 Frekvencia 14
2.1.2 Rýchlosť šírenia vĺn 15
2.1.3 Akustický tlak 15
2.1.4 Akustický výkon a akustická intenzita 16
2.1.5 Spektrá vibroakustických signálov 16
2.1.6 Hladina akustického tlaku 17

3 Možnosti stanovenia vibroakustických veličín **19**
3.1 Výpočtové metódy 19
3.1.1 Modálna analýza 19
3.2 Experimentálne metódy 20
3.2.1 Experimentálna modálna analýza 20
3.2.2 Akustické merania 21

4 Rozbor mechanizmu tracku **22**

5 Meranie **24**

6 Vyhodnotenie nameraných dát **25**

Záver **28**

7 Použité informačné zdroje **29**

Seznam použitých zkratek a symbolů **31**

ÚVOD

Sedadlá sú veľmi dôležitou časťou automobilov. Plnia viaceré funkcie; zabezpečujú ako komfort posádky, tak aj bezpečnosť. Automobilové sedadlá musia v prípade kolízie udržať pasažierov, aby sa nezranili a zadržať náklad v batožinovom priestore, aby neprenikol do kabíny. Moderné sedadlá majú v sebe zabudované množstvo prvkov, ktoré tieto funkcie zabezpečujú. Môžu sa v nich nachádzať airbagy, vyhrievanie alebo klimatizácia, masážne funkcie, ale všetky musia mať najmä pevnú a bezpečnú konštrukciu, aby sa predišlo zraneniam posádky auta.

Vzhľadom na rýchly vývoj v automobilovom priemysle, a teda aj v oblasti sedenia pasažierov, musia automobilové sedadlá spĺňať stále prísnejšie nároky zo strany výrobcov automobilov a legislatívy. Dôležitá časť sedadla, ktorá slúži na zvýšenie komfortu a bezpečnosti, sú koľajnice (nazývané aj track) na pozdĺžny posuv predného sedadla. Ide o prvok, ktorý sa nachádza asi v každom sériovo vyrábanom osobnom automobile, keďže vodič musí mať optimálnu vzdialenosť od pedálov a volantu, aby mohol auto pohodlne a bezpečne ovládať. Tieto koľajnice musia mať dostatočne robustný systém na uzamknutie polohy, aby sa sedadlo v prípade kolízie neuvoľnilo.

Obr. 1 Manuálny systém posuvu sedadla [10]

Konštrukčné prevedenie, akým je posuv sedadla riešený, sa líši najmä v závislosti od cenovej kategórie automobilu. Kým v nižšej a strednej triede nájdeme zvyčajne manuálny systém, ktorý užívateľ rukou odistí a posunie si sedadlo, vo vyššej strednej a luxusnej triede disponujú automobily elektrickým systémom, pracujúcim na princípe elektromotoru a pohybovej skrutky. Medzi hlavné výhody elektrického posuvu sedadla patrí jednoduchšia manipulácia, možnosť presnejšieho nastavenia polohy, a v neposlednom rade aj nižšia hlučnosť. Kým manuálny systém pri zapadnutí do polohy vydá buchnutie, elektrický systém pri posuve iba ticho bzučí. Elektrické systémy tiež umožňujú uloženie nastavenej polohy do pamäte. Táto práca sa ale bude venovať práve manuálnemu systému na posuv sedadla, ktorý je určený pre automobily od triedy mini (segment A) až po strednú triedu (segment E).

Obr. 2 Elektrický systém posuvu sedadla [11]

Mechanizmus má za úlohu zabrániť akémukoľvek pozdĺžnemu pohybu sedadla, či pri bežnom používaní, tak aj pri dopravnej nehode. Preto sú kladené vysoké požiadavky na jeho bezpečnosť. Na zamknutie pohybu slúži vo väčšine prípadov plechový diel so zubami, ktoré zapadnú do drážok v koľaji, prípadne kolíky a k nim prislúchajúce diery na koľaji. Zuby alebo kolíky mechanizmu musia vždy pri kolízii okamžite zapadnúť a zaistiť koľajnice proti vzájomnému pohybu. Na to slúžia pružiny, ktoré istiaci komponent vytlačia do zubov. Keďže tento pohyb musí byť rýchly, vznikne pri ňom väčšie množstvo kinetickej energie, ktorá sa po zaistení mechanizmu z časti transformuje do energie akustickej. Vzniká teda ráz, ktorý je sprevádzaný hlukom. Tento zvuk sa teda ozve často pri tom, keď si užívateľ nastavuje polohu sedadla. Výrobcovia automobilov ale kladú veľký dôraz na elimináciu nežiadúcich zvukov, pretože vedia znížiť zákazníkmi vnímanú úroveň kvality ich produktov. A ako vieme, pri výbere osobných automobilov hrajú subjektívne pocity veľkú úlohu.

Z tohto dôvodu je potrebné mechanizmus navrhnúť tak, aby bol nielen bezpečný, ale aj tichý.

Obr. 3 Prototyp tracku 3000 od firmy Adient na testovacej stolici

1 REŠERŠ KONŠTRUKČNÝCH RIEŠENÍ

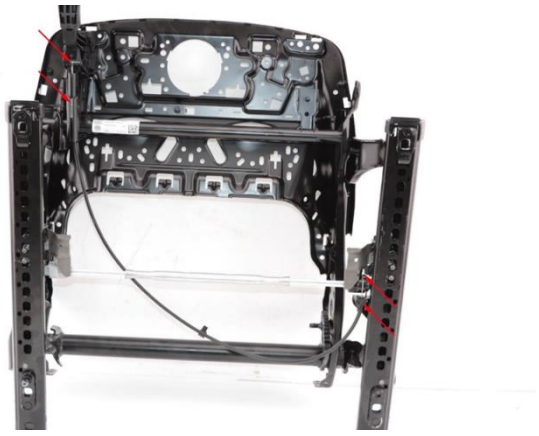
Poznámka k obrázkom v tejto sekcii: Na obrázkoch sa nachádzajú červené šípky, ktoré v zdrojovej databáze označovali skrutky a iný spojovací materiál. K téme práce tieto šípky nie sú veľmi významné.

Pre rozšírenie znalostí o konštrukčných riešeniach mechanizmov na posuv sedadla bola vykonaná rešerš. Ako zdroj informácií som použil internetovú benchmarkingovú databázu A2mac1, ku ktorej bol prístup poskytnutý firmou Adient. V databáze, ani v iných bežne dostupných zdrojoch žiaľ nie je možné nájsť tracky rozobraté úplne na súčiastky, takže na podrobný rozbor by bolo potrebné zohnať hotový produkt a rozobrať ho.

Sedadlové tracky spravidla tvoria dva páry koľají, jeden pár vonkajších, ktoré sú primontované k podlahe automobilu, a druhý pár vnútorných, na ktorých je upevnené sedadlo. Vnútri v trackoch je vždy umiestnený uzamykací mechanizmus, ktorý funguje na princípe zubov, zapadajúcich do dier. V tejto konštrukcií môžeme nájsť iba minimálne odchýlky. Rozdiely v konštrukcií teda spočívajú najmä v spôsobe prenosu ovládacej sily potrebnej na odomknutie mechanizmu. Tu tiež ale nenájdeme veľkú variáciu, vo väčšine prípadov sa používa páka z ohýbaného plechu. Druhý typ konštrukcie spočíva v prenose sily bovdenom (lanovodom).

1.1 AUDI A1 1.4 TFSI BASE (2016)

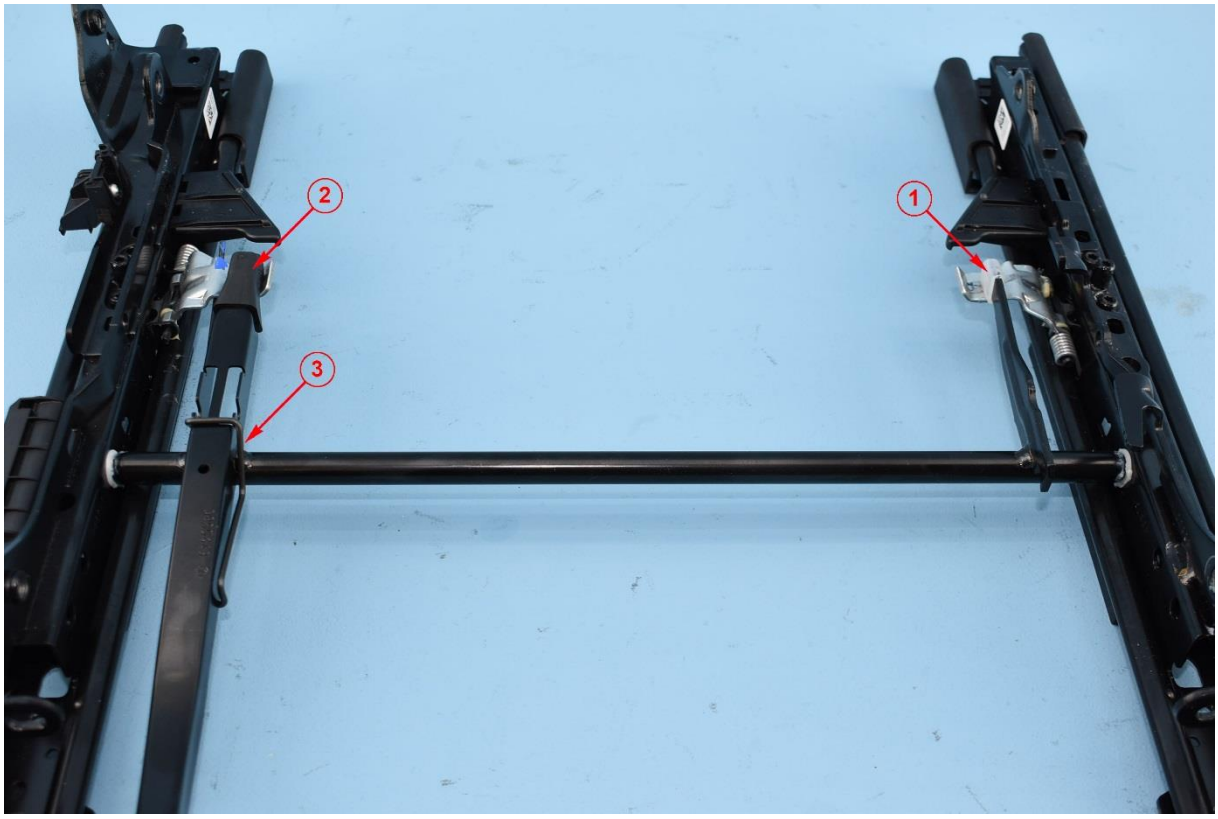
Výrobca tohto sedadla je firma Lear Corporation. Mechanizmus odomykania pozdĺžneho posuvu v tejto sedačke využíva bovden (oceľové lanko). Je to menej tradičné riešenie, väčšinou sa používa páka. Plastová ovládacia páčka sa nachádza pri pravej strane sedadla, na nej je upevnený bovden, ktorý smeruje na ľavú stranu, kde odomyká posuv sedačky. Pohyb je prenášaný naspäť na pravú stranu pomocou hriadele a vačky. Táto konštrukcia umožňuje jednoduchšie rozloženie komponentov v priestore, keďže bovden sa dá ľahko vtesnať medzi ostatné časti. Použitím bovdenu sa tiež predíde tomu, aby sa kinetická energia z uzamknutia mechanizmu preniesla naspäť do páky. To zabráni tomu, aby sa ráz od zámku prenášal aj do ovládacej páky. V tomto prípade teda bude hluk pochádzať najmä zo samotného zámku, prípadne z koľají, ktoré ale v aute budú dobre upevnené, čiže energiu pohltí podlaha auta. Bovden ale na druhej strane zvyšuje komplexnosť zostavy a tiež môže znižovať životnosť celého mechanizmu pri cyklickom používaní.



Obr. 4 Mechanizmus posuvu sedadla z Audi A1 [12]

1.2 BMW RADA 3 320D (2019)

Tento track využíva bežnejšiu konštrukciu s pákou z ohýbaného plechu, navarenou na hriadeľ. Samotné zámky sú riešené podobne ako na Audi A4, otvára ich plechový diel s torznými pružinami. Ako tlmiace elementy slúžia polyuretánové diely na kontaktoch súčastí (na obr.2 čísla 1 a 2) a páka je spojená s plechovým dielom pomocou pružiny bez vinutia (označená č.3). Páka s hriadeľou vyzerá byť odľahčená pomocou diery, na ľavej (na obrázku napravo) strane je iba tenší plechový diel narozdiel od zložitejšieho ohýbaného plechu. Tento typ konštrukcie je používaný často v súčasných automobiloch strednej triedy, môžeme ho nájsť napríklad u výrobcov Lear Corporation alebo Faurecia. Pri tomto mechanizme môžeme predpokladať vyššiu hlučnosť, pretože sa pri zamknutí vybudí kmitanie aj v páke.



Obr. 5 Mechanizmus posuvu sedadla z BMW rady 3 [13]

2 ÚVOD DO VIBROAKUSTIKY

Skratka „NVH“ v sebe skrýva anglické pojmy „noise, vibration, harshness“. Teda hluk, vibrácie, hrubosť. Táto inžinierska vedná disciplína sa teda zaoberá týmito kvalitami strojov a súčastí s cieľom ich optimalizácie.

Nadmerný hluk strojov je nielen nepríjemný, ale môže byť aj škodlivý, keď je mu človek vystavený po dlhú dobu, alebo vo vysokej intenzite. Taktiež existujú rôzne normy hladín hluku na pracovisku, ktoré prispievajú jednak k zdraviu pracovníkov, ale aj k zvýšeniu ich produktivity.

Vibrácie môžu tiež negatívne vplývať na ľudí, no nemenej dôležitým účinkom nežiadúcich vibrácii môže byť poškodenie alebo nadmerné opotrebenie strojov. Môžu tiež zapríčiniť nesprávny chod strojov, pri ktorých je požadovaná vysoká presnosť, napríklad pri výrobných strojoch.

Tretia časť, teda hrubosť, sa zaoberá tým, či stroje bežia hladko, alebo nie. Pokiaľ stroj nepracuje hladko a produkuje rázy, môže tiež dochádzať k opotrebeniu či poškodeniu stroja a pri ráze tiež vzniká veľké množstvo hluku. Preto je dôležité rázy tlmiť, prípadne im predchádzať.

2.1 ZVUK

Hluk sa dá definovať ako nežiadaný alebo nepríjemný zvuk. Táto definícia znie veľmi subjektívne, ale v inžinierskej praxi sa pracuje s metódami, ktoré hluk posudzujú ako objektívnu veličinu. K dispozícii je tiež veľké množstvo noriem na prípustné hladiny hluku a jeho účinky na ľudí. Ako príklad spomeniem normu ČSN ISO 2204. [1] Zvuk, ktorý naše uši zachytávajú, sa dá jednoducho charakterizovať ako vlnenie častíc vo vzduchu okolo ich rovnovážnej polohy. Toto vlnenie je vybudené zdrojom hluku. Naše uši, prípadne mikrofóny zachytávajú zvuk na základe zmien tlaku, ktoré toto kmitanie sprevádzajú. Je dôležité spomenúť, že zvuk sa nenesie iba vzduchom, môže sa niesť akýmkoľvek médiom. Vzduch je ale najbežnejšie akustické prostredie, s ktorým sa v bežnom živote stretávame. Pre potreby práce si zadefinujeme nasledujúce veličiny:

2.1.1 FREKVENCIA

Frekvencia f [Hz] udáva počet opakovaní periodického javu za istú časovú jednotku. Pre frekvenciu šírenia vĺn platí vzťah:

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{1}{T} \tag{1}$$

Kde: c [m·s^{-1}] je rýchlosť šírenia vĺn

λ [m] je vlnová dĺžka

T [s] je perióda.

2.1.2 RÝCHLOSŤ ŠÍRENIA VĹN

V kvapalinách a plynoch sa šíri iba pozdĺžne vlnenie, v pevných látkach aj priečne a ohybové. Vlnenia sa šíria rýchlosťou, ktorá sa označuje:

c_L – pre pozdĺžne vlnenie

c_T – pre priečne vlnenie

c_B – pre ohybové vlnenie.

Pre rýchlosť šírenia vĺn v kvapalinách platí: [2]

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad [\mathrm{m \cdot s^{-1}}] \tag{2}$$

Kde K [Pa] je modul objemovej pružnosti kvapaliny a ρ [kg·m^{-3}]je hustota kvapaliny.

Pre samotný vzduch sa dá vzťah upraviť na tvar

$$c = 331{,}6\sqrt{1 + \frac{t}{273{,}1}} \tag{3}$$

Kde t [°C] je teplota vzduchu.

2.1.3 AKUSTICKÝ TLAK

Akustický tlak p [Pa] vyjadruje zmeny barometrického tlaku na základe zhusťovania a zrieďovania častíc prostredia spôsobeného vlnením častíc. Celkový tlak teda kolíše okolo hodnoty statického barometrického tlaku. Práve toto je spôsob, ktorým sa šíria zvukové vlny v plynnom prostredí. Pre celkový tlak platí: [2]

$$p_C = p_b + p(t) \tag{4}$$

Kde

$$p(t) = p_O \cdot cos(\omega t + \varphi) = p_O \cdot cos(2\pi f t + \varphi) \tag{5}$$

Kde: p_o [Pa] - amplitúda akustického tlaku

φ [rad] – fázový posun

Efektívna hodnota akustického tlaku je

$$p_{ef} = \frac{p_O}{\sqrt{2}} \quad [\mathrm{Pa}] \tag{6}$$

Akustický tlak má teda podobu harmonickej funkcie kolísajúcej okolo hodnoty barometrického tlaku. Práve tieto zmeny zachytáva naše ucho, a to približne od frekvencií 20 Hz až do 20 000 Hz. Mladý človek je schopný zachytiť zmeny tlaku už od 20 μPa, čo je veľmi nízka hodnota v porovnaní s atmosférickým tlakom približne 101,3·10^3 Pa.

2.1.4 AKUSTICKÝ VÝKON A AKUSTICKÁ INTENZITA

Mechanické kmity prostredníctvom akustických vĺn prenášajú mechanickú energiu od zdroja kmitov. Množstvo tejto energie, prechádzajúcej za jednotku času myslenou priestorovou plochou, nazývame akustický výkon *P* [W] : [2]

$$P = \vec{F} \cdot \vec{v} = F \cdot v = p \cdot v \cdot S \ \text{[W]} \tag{7}$$

Kde: p [Pa] – akustický tlak

v [m·s^{-1}] – rýchlosť kmitania častíc

S [m^2] – plocha

Na rozdiel od akustického tlaku nie je akustický výkon závislý od vzdialenosti od zdroja, orientácie príjemcu v priestore, na teplotnom a rýchlostnom gradiente a pod. Preto je to vhodná veličina na porovnávanie akustických zdrojov.

Akustická intenzita je vektorová veličina vyjadrujúca množstvo a smer toku akustickej energie v danom mieste prostredia. Vektor akustickej intenzity je časovo spriemerovaný súčin akustického tlaku *p(t)* a odpovedajúcej okamžitej rýchlosti vlnenia *v(t)* častíc v tom istom mieste [2]

$$I = \overline{p(t) \cdot v(t)} \quad \text{[W·m}^{-2}\text{]} \tag{8}$$

2.1.5 SPEKTRÁ VIBROAKUSTICKÝCH SIGNÁLOV

Vibroakustické signály spravidla neobsahujú iba jednu frekvenčnú zložku, ale celú škálu s rôznymi amplitúdami a fázovými posuvmi. Preto sa tieto signály dajú najlepšie charakterizovať pomocou ich frekvenčného spektra, ktoré zobrazuje rozloženie amplitúd pre jednotlivé frekvencie. Časovému signálu veličiny (výchylky, rýchlosti, zrýchlenia, prípadne akustického tlaku, akustickej intenzity a pod.) teda zodpovedá obraz vo frekvenčnej oblasti, spektrum.

Medzi originálom signálu *s(t) = x(t), v(t), a(t), p(t), I(t), P(t)* a pod. a jeho obrazom *S(f)* platia vzťahy priamej a inverznej Fourierovej transformácie: [2]

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cdot e^{-2j\pi ft} dt \tag{9}$$

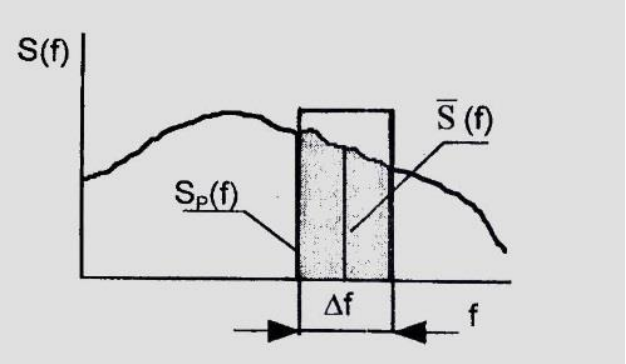
$$s(t) = \int_{-\infty}^{\infty} S(f) \cdot e^{j2\pi ft} df \tag{10}$$

Spojité spektrum môžeme tiež považovať za pásmové spektrum s frekvenčným krokom $\Delta f_o = 1$ Hz.

Ak chceme časť spojitého spektra nahradiť pásmom o šírke Δf, tak pre amplitúdu pásma platí:

$$S_p(f) = \bar{S}(f)\frac{\Delta f}{\Delta f_o} \tag{11}$$

Kde $\bar{S}(f)$ je stredná hodnota amplitúd spojitého spektra vnútri pásma Δf. Na Obr. 6 je znázornená transformácia spojitého spektra na pásmo.



Obr. 6 Transformácia šírky pásma [2]

2.1.6 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Vnímanie zvuku ľudským uchom nemá lineárny priebeh, ale logaritmický. Z toho dôvodu sa při vyjadrovaní akustických veličín často používajú hladiny akustických veličín. Hladiny sú dané vzťahmi: [2]

$$L = log\frac{A}{A_o} = \frac{hodnota\ porovnávanej\ veličiny}{referenčná\ hodnota} \tag{12}$$

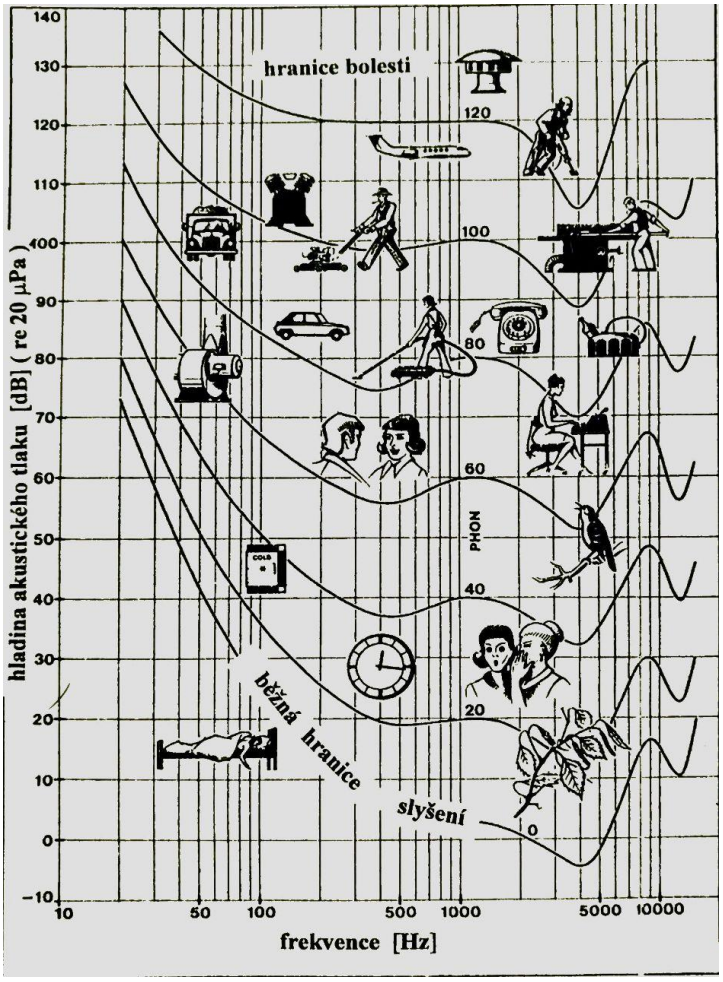
Jednotka hladiny je bel [B], ale v praxi sa používa najmä decibel, pretože bel je príliš veľký. Pre hladinu akustického tlaku platí vzťah: [2]

$$L = 10 \cdot log\frac{p^2}{p_0^2} = 20 \cdot log\frac{p}{p_0}\ [dB] \tag{13}$$

Pre referenčnú hodnotu p_0 = 20 μPa platí:

$$L = 20 \cdot \log p + 94\ [dB] \tag{14}$$

Kde p je akustický tlak v danom mieste. Hladina akustického tlaku je na rozdiel od hladiny akustického výkonu zdroja hluku závislá od vzdialenosti od zdroja.



Obr. 7 Typické hladiny akustického tlaku pre rôzne zdroje [2]

Na Obr. 7 sú zobrazené hladiny akustického tlaku (pre referenčný tlak $p_0 = 20$ μPa), s ktorými sa bežne stretávame v živote. Krivky na grafe odrážajú sluchové vnímanie človeka, keďže človek nepočuje všetky frekvencie rovnako, ale niektoré vníma citlivejšie, a iné menej.

3 MOŽNOSTI STANOVENIA VIBROAKUSTICKÝCH VELIČÍN

3.1 VÝPOČTOVÉ METÓDY

Pre zrýchlenie vývoja nových automobilov je kľúčové použiť počítačové výpočtové metódy na dizajn súčastí, ich optimalizáciu a overenie dizajnu. Na výpočet NVH parametrov sa zvyčajne používa metóda konečných prvkov (MKP). Táto numerická aproximačná metóda využíva diskretizáciu pomocou rozdelenia geometrie na sieť malých prvkov, pre ktoré sú následne zostavené matice rovníc, ktoré program rieši. Jedno z prvých využití MKP boli pevnostné výpočty. V tejto oblasti sa táto metóda stále veľmi hojne využíva. Dnes ale programy využívajúce MKP ponúkajú celú škálu ďalších aplikácií, v oblasti automotive je to napríklad modelovanie bŕzd, pneumatík, nárazov, ale aj úlohy z aerodynamiky alebo tepelného manažmentu. [3] V oblasti NVH sú dôležité modálna a akustická analýza.

3.1.1 MODÁLNA ANALÝZA

Modálna analýza v MKP programe, akým je napríklad Ansys Workbench, funguje na princípe maticovej rovnice: [4]

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \tag{15}$$

Kde: *M* je matica hmotností prvkov

C je matica tlmenia

K je matica tuhosti

F je vektor obsahujúci silové pôsobenie

$u, \dot{u}, \ddot{u}$ sú vektory posuvu a jeho derivácií (rýchlosti, zrýchlenia).

Modálna analýza voľného telesa tvorí prvý krok pri riešení NVH úloh. Pri voľnom telese nám z rovnice vypadne matica tlmenia a matica silového pôsobenia. Z úpravy a riešení rovníc, ktoré sú obsiahnuté v maticovej rovnici, získame nami zadaný počet vlastných frekvencií a vlastných tvarov telesa. Vlastné frekvencie vyplývajú z geometrie a materiálových charakteristík telesa. Keď teleso budíme jeho vlastnou frekvenciou, teleso začne rezonovať, teda začne prudko narastať amplitúda kmitania. Vlastný tvar je ten tvar, ktorý teleso v tomto stave nadobudne. [5]

Pri výpočtovej modálnej analýze je pravdepodobné, že obdržíme viacero módov, než pri experimentálnej modálnej analýze. Niektoré z nich pritom nemusia byť v reálnych podmienkach vybudené. To zvyšuje náročnosť prediktívnej modálnej analýzy, pretože je potrebné rozlíšiť dôležité módy. [6]

Pri použití MKP je potrebné dať pozor na to, akou sieťou prvkov model rozdelíme. S rastúcou hustotou siete rastie aj presnosť výsledkov, ale zároveň značne stúpa výpočtová náročnosť, čo znamená vyššie požiadavky na hardware, respektíve dlhší čas riešenia. Preto je dôležité nájsť optimálnu hustotu siete pre požadovanú presnosť. [7]

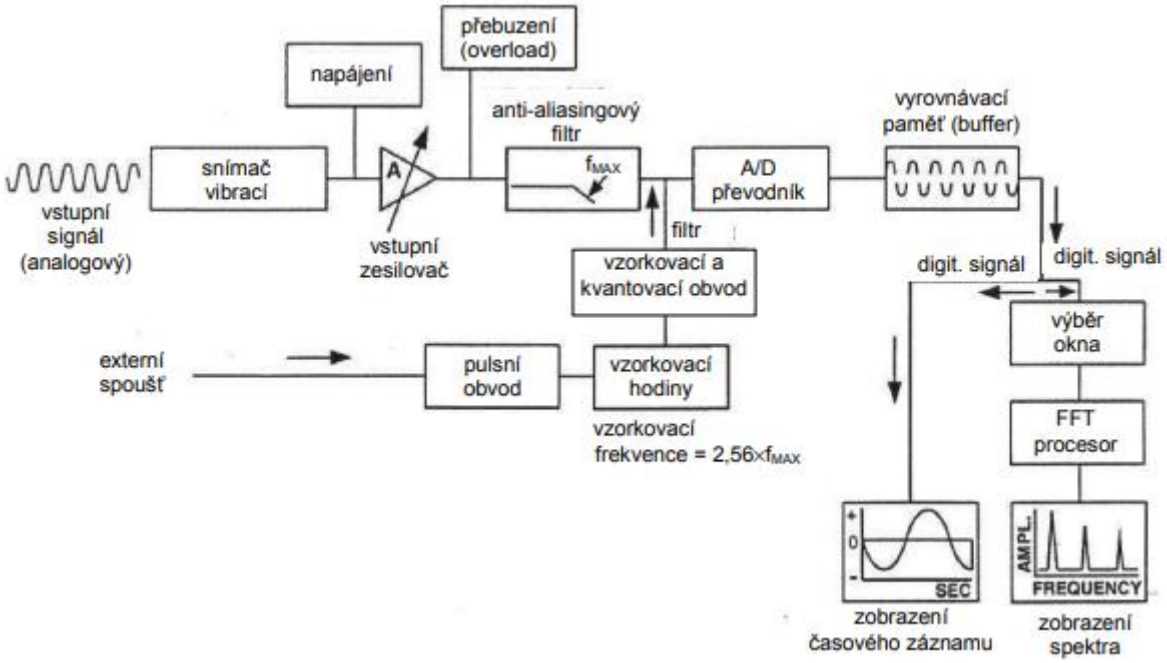
3.2 EXPERIMENTÁLNE METÓDY

Vo fáze vývoja, kde máme zhotovený prototyp navrhovanej zostavy, je vhodné vykonať experimenty, ktoré nám umožnia doladiť nedostatky pred zahájením produkcie. V oblasti NVH sa v tejto fáze robí experimentálna modálna analýza, alebo merania hluku.

3.2.1 EXPERIMENTÁLNA MODÁLNA ANALÝZA

Experimentálna modálna analýza slúži na určenie vlastných frekvencii zostavy a odozvy zostavy na budenie. Ako zdroj budiacej sily sa používa najmä rázové kladivko, oscilátor pripevnený k časti skúmaného objektu, alebo vibračná stolica. Ako meracie prístroje slúžia snímače chvenia, napríklad kapacitné alebo piezoelektrické, ktoré zachytávajú zmeny zrýchlenia. Často využívané sú tiež bezdotykové snímače, napríklad laserové, ktorých hlavná výhoda je, že nemajú mechanický vplyv na meranú sústavu. Všetky snímače sa musia zapojiť do zariadenia, ktoré spracuje výstupný signál zo snímačov, napríklad cez zosilňovač, rôzne filtre, a prevodník z analógového na digitálny signál.

Schéma bežného meracieho zariadenia vibrácií je na Obr. 8.



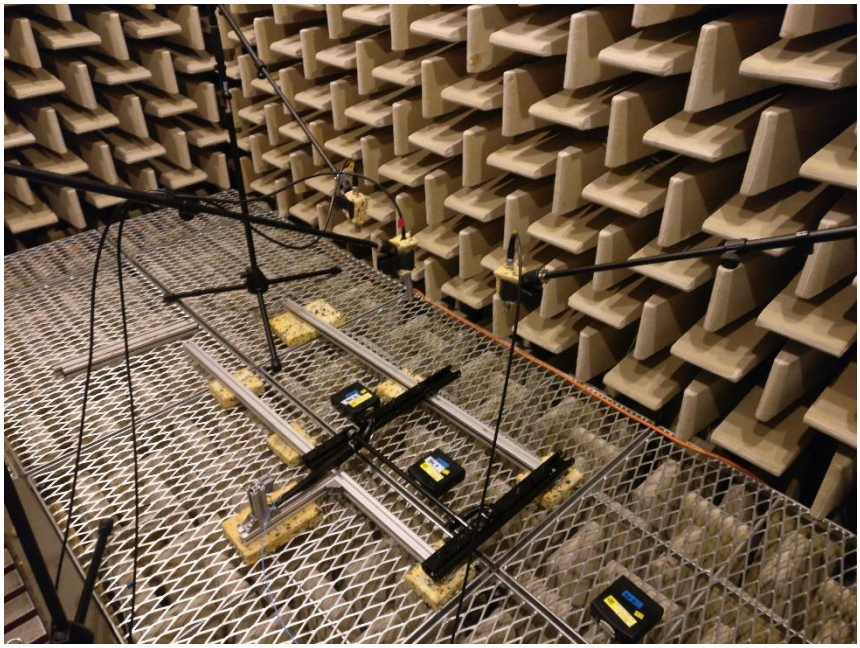
Obr. 8 Schéma analyzátoru vibrácií [14]

Aby bolo možné vykonať kompletnú modálnu analýzu, a teda zistiť aj vlastné tvary štruktúry, je potrebné snímače rozmiestniť po celej štruktúre alebo vykonať viacero meraní, medzi ktorými snímače premiestnime. Na ľahkých štruktúrach ale môže hmotnosť akcelerometrov mať vplyv na odozvu štruktúry. Tomuto môžeme čiastočne zabrániť použitím viacerých akcelerometrov naraz, čím vyvážime vplyv po celej štruktúre. Používajú sa tiež závažia, ktoré majú hmotnosť akcelerometra. Z nameraných hodnôt následne pomocou FFT môžeme určiť vlastné tvary, vlastné frekvencie a prenosovú funkciu štruktúry. [8]

3.2.2 AKUSTICKÉ MERANIA

V prípade strojov alebo ich súčastí je najčastejšie meranie v bezdozvukovej komore. Prostredie bezdozvukovej komory sa chová ako voľné akustické pole, to znamená, že v tejto komore nevznikajú výrazné odrazy zvuku, zvuk je takmer dokonale pohlcovaný stenami komory. Zvuk sa tu šíri iba jedným smerom. Tieto kvality sú dosiahnuté pomocou obloženia stien komory ihlanmi zo zvukovo pohltivého materiálu. Na merania v bezdozvukovej komore sa používajú ako snímače používajú kondenzátorové mikrofóny, určené pre merania vo voľnom poli. Tieto mikrofóny musia byť pre presné meranie orientované k zdroju hluku pod uhlom 0°. Kladú sa pri nich požiadavky na stálosť, aby meranie bolo čo najmenej ovplyvňované vonkajšími podmienkami. [1]

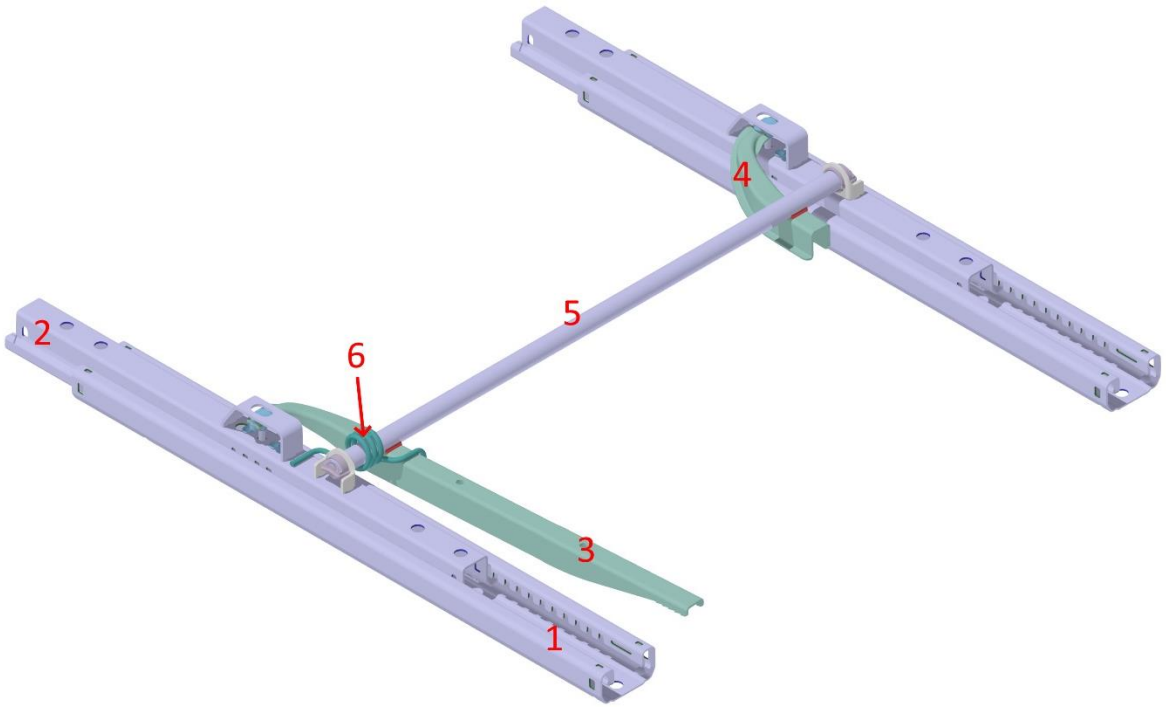
Mikrofóny tiež merajú vibrácie, ale vo vzduchu, na rozdiel od vibrácií štruktúry. Zapojenie mikrofónov pri akustickom meraní je teda veľmi podobné ako pri meraní štrukturálnych vibrácií. Rovnako sa používajú filtre, A/D prevodník, a na zobrazenie a vyhodnocovanie výsledkov transformácia do frekvenčnej domény pomocou FFT.



Obr. 9 Meranie v bezdozvukovej komore

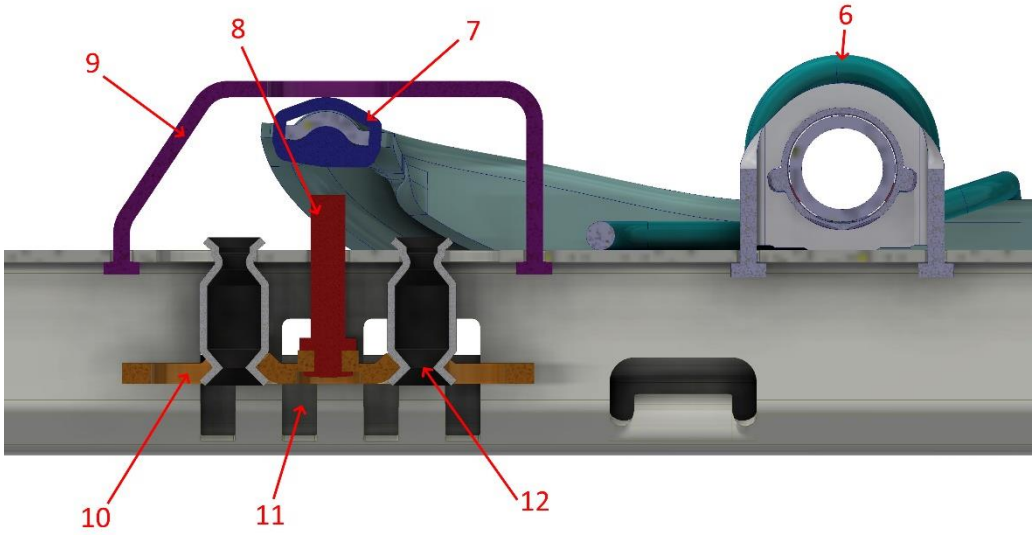
4 ROZBOR MECHANIZMU TRACKU

Na Obr. 10 je model návrhu nového tracku (koľaje), ktorý mi bol poskytnutý firmou Adient. Tento track má pomerne štandardnú konštrukciu s ovládaním pomocou páky z oceľového plechu, jeho využitie má byť univerzálne pre širšiu škálu vozidiel strednej triedy. Základ tvoria vnútorné koľaje (2) pripevnené k sedadlu, ktoré sa na guličkových ložiskách posúvajú vo vonkajších koľajách (1) pripevnených k podlahe automobilu. Na uvoľnenie posuvu slúži páka (3), spojená s druhou stranou (4) pomocou hriadele (5). Hriadeľ je uložená v dvoch plastových klzných ložiskách. Páku drží v počiatočnej pozícii torzná pružina (6).



Obr. 10 Track firmy Adient

Samotný zámok posuvu je detailne zobrazený v reze na. V tomto zobrazení nie je vyobrazená vonkajšia koľaj kvôli lepšej prehľadnosti. Poloha sedadla je zafixovaná pomocou štyroch zubov uzamykacieho plechu (10), ktoré zapadajú do drážok (11) vnútornej a vonkajšej koľaje. Po zatiahnutí ovládacej páky sa plech stlačí nadol a vyjde z drážok vonkajšej koľaje, pri tom prichádza do kontaktu plastový tlmiaci element (7) a kolík zámku (8). Po uvoľnení páky sa plech vráti do pôvodnej polohy, ťahaný dvomi pružinami (12). Kolík zámku vystrelí ovládaciu páku späť nahor, pričom páka tlmiacim elementom niekoľkokrát narazí do dorazu (9).



Obr. 11 Detail zámku tracku v reze

Budenie sústavy a sprevádzajúci vyžarovaný zvuk je teda spôsobované najmä kontaktom kolíku (8) s pákou (7). Jednak sa tým rozvibruje samotná páka, a jednak je páka vystrelená do dorazu (9), čo spôsobí vybudenie samotných koľajníc. Testovaný stav ale nastáva v praxi minimálne, väčšinou pri nastavovaní sedadla najprv pustíme páku, tú vráti jemnejšie do pôvodnej polohy torzná pružina, a až potom sa uzamykací plech trafí do drážok. To je sprevádzané jemnejším a príjemnejším zvukovým prejavom, než testovaný stav. V inžinierskej praxi je ale potrebné vždy rátať s horším variantom.

5 MERANIE

Pre analýzu hluku mechanizmu bolo vykonané meranie prototypu mechanizmu, poskytnutého firmou Adient, v bezdozvukovej komore. Prototyp mechanizmu bol pripevnený pomocou skrutiek na dvoch hliníkových profiloch, aby bolo možné spúšťať ovládaciu páku z hornej polohy, a tím dosiahnuť spomínaný hlučnejší prevádzkový stav.

Pri meraní boli zaznamenávané: akustický tlak p [Pa], rýchlosť v [m/s], zrýchlenie a [m/s^2].

Akustický tlak bol meraný pomocou troch mikrofónov Brüel & Kjær typu 4966. Sú to ½" kondenzátorové mikrofóny pre meranie vo voľnom zvukovom poli. Mikrofón č.1 bol umiestnený nad stredom meranej sústavy vo výške 50 cm. Tento mikrofón mal citlivosť 51,2 mV/Pa. Mikrofón č.2 sa nachádzal nad pravým trackom, to znamená, že viac snímal hluk vyžarovaný z tohto miesta a tiež z ovládacej páky, jeho citlivosť bola 51,1 mV/Pa. Nakoniec mikrofón č.3 s citlivosťou 46,3 mV/Pa bol nad ľavým trackom.

Na meranie rýchlosti ovládacej páky pri jej konci bol použitý laserový vibromer Polytec OFV-505. Laserové vibromery pracujú na princípe Dopplerovho javu, merajú zmenu frekvencie odrazeného laseru spôsobenú rýchlosťou pohybu zameraného objektu. [9]

Tretí typ použitého senzoru bol akcelerometer. Ten bol umiestnený na pravom tracku, tesne pri doraze.

Pri prvých meraniach bol mechanizmus budený vlastnou činnosťou, teda zaistením ovládacej páky v jej vrchnej polohe, a následným prudkým uvoľnením. Toto budenie zodpovedá najhlučnejšiemu možnému prevádzkovému stavu pri bežnom používaní. Pri ďalších meraniach bol mechanizmus budený pomocou modálneho kladivka udieraním do jednotlivých častí mechanizmu.

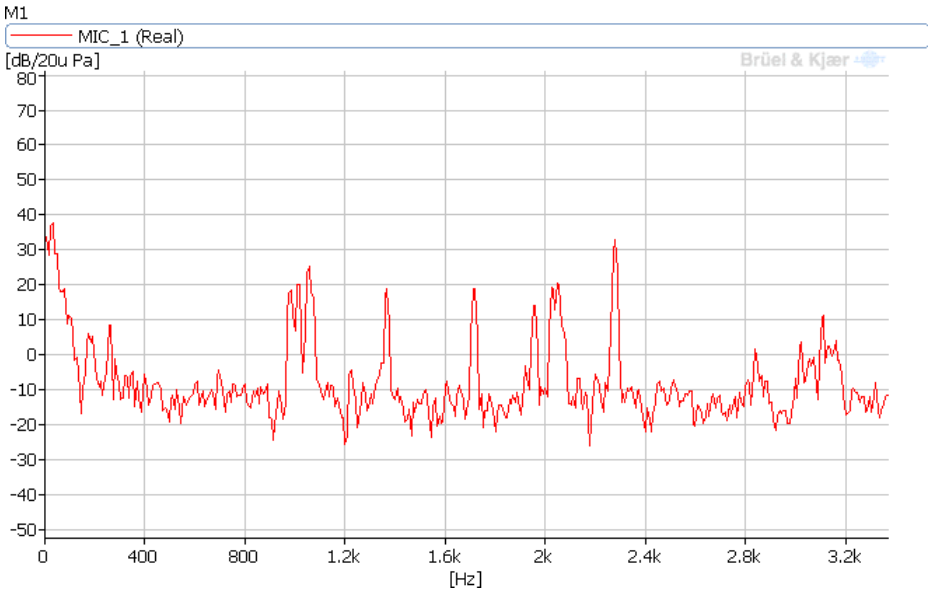
Výstupy zo všetkých snímačov boli zaznamenávané pomocou 12-kanálového analyzátoru zvuku a vibrácii LAN-XI TYPE 3053. Výstupné dáta boli následne spracované v programe BK Connect.

6 VYHODNOTENIE NAMERANÝCH DÁT

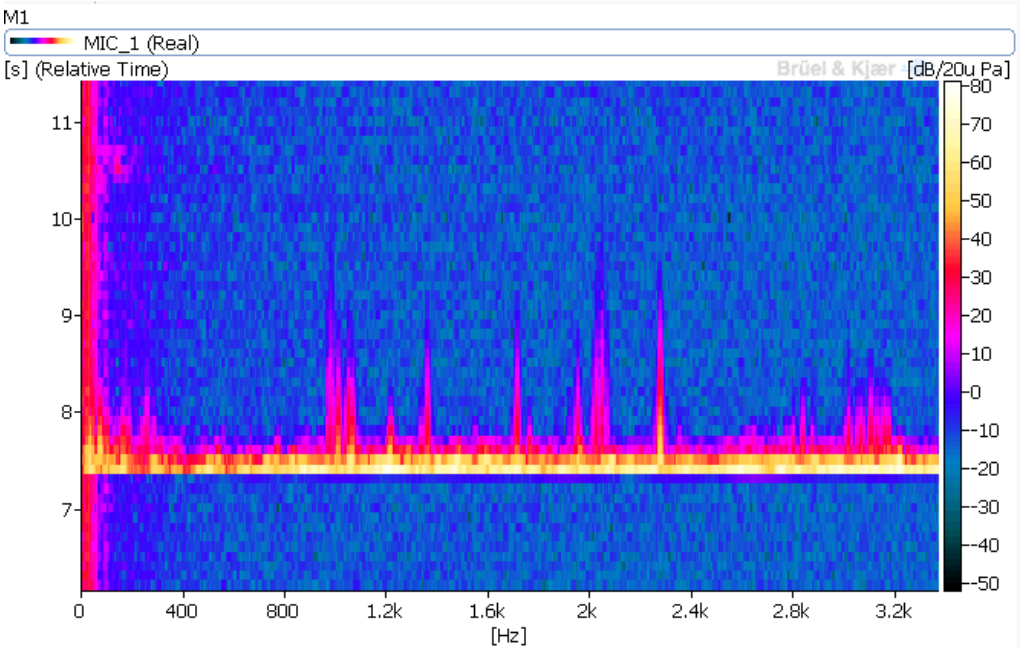
Výstupom z vibromeru je časový priebeh jednotlivých veličín v amplitúdovo-časovej doméne. Pre zhodnotenie frekvenčných charakteristík meranej sústavy je vhodné dáta spracovať pomocou Fourierovej transformácie do frekvenčno-časovej domény. Na to poslúžil algoritmus „FFT System vs Time“ v programe BK Connect.

Nastavenia FFT systému boli prispôsobené nameraným hodnotám, teda rozsah frekvencií bol obmedzený na 12,8 KHz (vyššie frekvencie namerané neboli), frekvenčné rozlíšenie 8 Hz stačilo na pomerne presný obraz o jednotlivých frekvenčných zložkách. Bolo použité exponenciálne priemerovanie frekvenčných pásiem, s časom priemerovania 41,67 ms a prekrytím 66,7 %.

Na Obr. 12 je zobrazená jedna z mnohých amplitúdovo-frekvenčných charakteristík, ktoré boli získané pomocou FFT. Zachytávajú amplitúdy rôznych frekvencií v určitom časovom bode. Tieto charakteristiky sa dajú tiež zobraziť spolu ako spektrum, ktoré je doplnené o tretiu, časovú os. Takéto spektrum je zachytené na Obr. 13. Nájdením vrcholov spektra, prípadne amplitúdovo-frekvenčnej charakteristiky boli získané frekvencie s najdlhšou dobou doznievania, pri ktorých môžeme predpokladať, že sa bude jednať o vlastné frekvencie budenej sústavy. Tab. 1 obsahuje tieto frekvencie pre merania hladiny akustického tlaku. Keby sme spriemerovali spektrum troch osí akcelerometra, dostali by sme podobné rovnaké spektrum, ako z mikrofónu umiestneného nad akcelerometrom. Frekvencie namerané na akcelerometri sa teda do veľkej miery zhodovali s tými z mikrofónov. Je dôležité podotknúť, že oblasť nízkych frekvencií, t.j. od 0 do 100 Hz môže byť skreslená, pretože v tejto oblasti sa bezdozvuková komora nemusí správať dokonale, teda môžu v nej vznikať aj odrazy zvuku. Čo sa týka amplitúdy hladiny akustického tlaku, tá dosahovala pri budení vlastným pôsobením mechanizmu maximálne hodnoty 79 až 81 dB pri referenčnej hodnote akustického tlaku 20 μPa.



Obr. 12 Amplitúdovo-frekvenčná charakteristika, meranie č.1, mikrofón 1



Obr. 13 FFT Spektrum merania hladiny akustického tlaku

Tab. 1 Dominantné frekvencie v meraniach hladiny akustického tlaku

	f [Hz]		f [Hz]
1.	48	8.	1360
2.	80	9.	1712
3.	176	10.	2032
4.	256	11.	2072
5.	976	12.	2280
6.	1008	13.	3016
7.	1056	14.	3112

Obdobne boli získané frekvencie z meraní rýchlosti pri konci ovládacej páky pomocou laserového vibrometru, viď Tab. 2.

Tab. 2 Dominantné frekvencie v meraniach rýchlosti páky

	f [Hz]		f [Hz]
1.	80	4.	1720
2.	1016	5.	2280
3.	1360		

Za povšimnutie stojí, že dominantné frekvencie vibrácií páky boli tiež jedny z najvýraznejších vo frekvenčnej charakteristike akustického tlaku. Z toho môžeme usúdiť, že jedným z najväčších zdrojov hluku bude práve vibrujúca páka. Frekvencia 80 Hz sa vyskytuje aj tu, kde nedochádza ku skresleniu kvôli možnému odrazu zvuku, takže môžeme predpokladať, že ide o skutočnú frekvenciu páky. Vysoká amplitúda rýchlosti tiež naznačuje, že to môže byť práve frekvencia kmitania páky okolo jej osi rotácie, teda jej kmitania na torznej pružine. Pri druhom spracovaní signálu laserového vibromeru pomocou FFT bolo frekvenčné rozlíšenie nastavené na 1 Hz, takže sa dala táto frekvencia stanoviť presnejšie, na hodnotu 77 Hz.

ZÁVER

Zámerom bakalárskej práce bolo oboznámenie s metódami posudzovania hluku mechanizmu odomykania pozdĺžneho posuvu automobilového sedadla. V úvodnej kapitole je popísaná konštrukcia mechanizmu, princíp jeho fungovania, a náležitosti, ktoré musí spĺňať. Ďalej sú zadefinované hlavné fyzikálne veličiny, ktoré sú potrebné k popisu vibroakustických parametrov sústav.

Práca sa venuje zhrnutiu vhodných metód, ktorými sa dajú skúmať vibrácie a hluk takéhoto typu mechanizmu. Z výpočtových metód je to najmä modálna analýza pomocou metódy konečných prvkov. Na zrýchlenie výpočtov sa dnes tiež používa metóda tzv. „wave-based substructuring“, pri ktorej sú bázové funkcie nahradené lineárnou kombináciou bázových funkcií, nazývanými waves (vlny). V Ako najvhodnejšia experimentálna metóda na meranie hlučnosti sa javí akustické meranie v bezdozvukovej komore, ktoré aj bolo vykonané. Metóda síce presne neodráža podmienky, ktoré sú v interiéri automobilu, je ale dobrá na posúdenie frekvencií vyžarovaného zvuku a na porovnanie rôznych druhov alebo vývojových iterácií mechanizmu. Meranie však mohlo byť negatívne ovplyvnené upevnením pomocou hliníkových profilov, čo ale bolo nutné pre vykonanie merania. V závere práce je krátky prehľad alternatívnych konštrukčných riešení, ktoré sa v súčasnosti používajú v automobilových sedadlách.

Téma práce by sa dala ďalej rozvinúť zostavením testovacej stolice, ktorá by bola využiteľná na meranie tohto typu mechanizmov. Taktiež by bolo vhodné realizovať výpočty pomocou metódy konečných prvkov. Z takto nadobudnutých dát bude možné navrhnúť optimálne konštrukčné riešenie pre zníženie hlučnosti.

7 POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

[1] BERAN, Vlastimil. *Chvění a hluk*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2010, 204 s. ISBN 978-80-7043-916-6.

[2] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s. ISBN 80-214-3060-5.

[3] ABBEY, Tony. *Structural FEA in the Automotive Industry* [online]. In: . [cit. 2020-09-3]. Dostupné z: https://www.digitalengineering247.com/article/structural-fea-in-the-automotive-industry/

[4] HERRIN, D. Ansys Tutorial: Slides to accompany lectures in Vibro-Acoustic Design in Mechanical Systems. In: *University of Kentucky College of Engineering* [online]. [cit. 2020-08-15]. Dostupné z: http://web.engr.uky.edu/~dherrin/ME510_Old/ANSYS_Tutorial.pdf

[5] HOUFEK, Lubomír. *Dynamika: Přednášky*. Brno, 2011.

[6] WANG, Xu, ed. *Vehicle noise and vibration refinement*. 1st pub. Cambridge: Woodhead Publishing, 2010. Woodhead Publishing in mechanical engineering. ISBN 978-1-84569-497-5.

[7] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech*. Dostupné z: http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP v inzenyrskych vypoctech/RIV.pdf

[8] AVITABILE, Peter. *Experimental Modal Analysis: A Simple Non-Mathematical Presentetion*. Lowell, Massachusetts USA. Dostupné z: https://www.uml.edu/docs/s-v-Jan2001_Modal_Analysis_tcm18-189939.PDF

[9] Technology. *Polytec GmbH* [online]. [cit. 2020-08-02]. Dostupné z: https://www.polytec.com/eu/vibrometry/technology/

[10] Manual_and_power_seat_tracks_2.png. In: *Tachi-S Engineering* [online]. [cit. 2020-09-10]. Dostupné z: https://www.tachi-s.com/wp-content/uploads/manual_and_power_seat_tracks_2.png

[11] Seattrack__95369.1472149561.1280.1280.jpg. In: *Hawks Motorsports* [online]. [cit. 2020-09-10]. Dostupné z: https://cdn2.bigcommerce.com/server2400/yiwxi/products/7516/images/23732/seattrack__95369.1472149561.1280.1280.jpg?c=2

[12] Lever Ext. Detail (Audi A1). In: *A2mac1* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://www.a2mac1.com/getfile.asp?key=,wXfwMDN2gDO4MkMwMTMtYENDFUL5YTR00yMzUEOtgDNGVkQER0Q7xXbvNmLxMWYtJTYuc3d3xHft92b69lchx3NxwXbvNmL05WZpRWYAlnbkVmcw5ibh12byx3ZwpmLlh2Yz8FNw8FOw81NxYD

Mw8lM3YzLnlmQvIzN2ADMfZTMwIzLlNnclZXZy9Gd1FUY0FGRvITYpRWZN9S
bvNmLxMWYtJTYuEGdhR2LvozcwRHdox3MzMzXycjNfJzXx81M

[13] Lever Ext. Detail (BMW 3 Series). In: *A2mac1* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://data.a2mac1.com/getfile.asp?key=81HMzQjN4gDODJDMzETLGRzQB1SO2U
ENtMzMFhTL4QjRFJEREN0e812bj5SMjFWbyEmL3d3d8xXbv9mefJXY8dTM812bj
5CduVWakFGQ55GZlJHcu4WYt9mc8dGcq5ieyEmdfFDMfhDMfJTN1ADMfdDO0E
zLnlmQvcDO0EDMflTMwIzLxUXZSFUY0FGRv02bj5SMjFWbyEmLhRXYk9yL6
MHc0RHa8NzMz81N4QTMfJzXx81M&stream=1

[14] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2755-1.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

c	[m·s^{-1}]	Rýchlosť šírenia vĺn
C		Matica tlmenia
f	[Hz]	Frekvencia
I	[W·m^{-2}]	Akustická intenzita
K	[Pa]	Modul objemovej pružnosti kvapaliny
K		Matica tuhosti
L	[dB]	Hladina
M		Matica hmotnosti
MKP		Metóda konečných prvkov
NVH		Noise, vibration, harshness
p	[Pa]	Tlak
S	[m^2]	Plocha
T	[s]	Perióda
t	[°C]	Teplota
u		Vektor posuvu
v	[m·s^{-1}]	Rýchlosť
λ	[–]	Řád harmonické složky
ρ	[kg·m^{-3}]	Hustota kvapaliny
φ	[rad]	Fázový posun