



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

**VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ AKUSTICKÉHO PROJEVU
PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ**

COMPUTATIONAL MODELING OF GEARBOX HOUSING ACOUSTICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominika Horváthová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka:	Bc. Dominika Horváthová
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výpočtové modelování akustického projevu převodové skříně

STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU:

Převodové ústrojí je jedním z dominantních zdrojů hluku u strojních zařízení. Vzhledem ke zpřísnujícím limitům je nutné se zabývat snižováním hluku jednotlivých zařízení. V případě převodovky je 80 % celkového hluku emitováno skříní. Její optimalizaci z hlediska hluku je možné provádět bez nutnosti výroby prototypu pomocí výpočtového modelování.

CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE:

Provést rešerši v dané oblasti.

Vytvořit výpočtový model skříně převodovky.

Navrhnout konstrukční úpravy za účelem snížení akustického projevu.

SEZNAM DOPORUČENÉ LITERATURY:

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

MÍŠUN, V. Vibrace a hluk. 1. vyd. Brno: FSI VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. 177s. ISBN 80-21-1262-3.

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

CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench.
Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran, ISBN:
9781138486294

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

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 akustickými prejavmi skrine prevodovky. Obsahuje popis postupu riešenia jednotlivých numerických prístupov a ich výsledky. V závere porovnáva vplyv konštrukčných úprav na akustické prejavy.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Prevodovka, zvuk, hluk, frekvencia, statická štrukturálna analýza, modálna analýza, harmonická analýza, akustická analýza

ABSTRACT

This master's thesis deals with the acoustic emission of the gearbox housing. It contains a description of the procedure of solving individual numerical approaches and their results. Finally, it compares the influence of design modifications on acoustic emission.

KEYWORDS

Gearbox, sound, noise, frequency, static structural analysis, modal analysis, harmonic analysis, acoustic analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Horváthová, D. Výpočtové modelování akustického projevu převodové skříně. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 79 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracovala som ju samostatne pod vedením Ing. Kamil Řehák, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 13. srpna 2021

.....

Dominika Horváthová

POĎAKOVANIE

Chcela by som poďakovať vedúcemu diplomovej práce Ing. Kamilovi Řehákovi PhD. za poskytnutie cenných rád pri písaní práce a venovaný čas. Ďalej by som rada poďakovala mojej rodine, priateľovi a spolužiakom za podporu a pomoc počas celého štúdia.

OBSAH

Úvod	11
1 Zvuk a hluk	12
1.1 Akustické vlnenie	12
1.2 Vlnová dĺžka	13
1.3 Akustický tlak	14
1.4 Akustický výkon	15
1.5 Akustická intenzita	16
1.6 Hladiny akustických veličín	16
1.6.1 Hladina akustického výkonu	17
1.6.2 Hladina akustického tlaku	18
1.6.3 Hladina akustickej intenzity	18
2 Zdroje hluku v prevodkách	19
2.1 Záber ozubených kolies	19
2.2 Chyba prevodu	20
2.3 Mechanizmus prenosu vibrácií	21
3 Znižovanie hluku prevodovky	23
3.1 Konštrukcia skrine prevodovky	23
3.2 Súčiniteľ vnútorného tlmenia	23
3.3 Uloženie prevodovky	24
4 Výpočtové modelovanie	25
4.1 Statická štruktúrna analýza	25
4.2 Modálna analýza	28
4.2.1 Analytický riešenie modálnej analýzy	28
4.2.2 Numerické riešenie modálnej analýzy	29
4.2.3 Voľná modálna analýza skrine prevodovky	30
4.2.4 Viazaná modálna analýza	33
4.3 Harmonická analýza	34
4.3.1 Analytický prístup riešenia harmonickej analýzy	34
4.3.2 Numerické riešenie harmonickej analýzy	36
4.3.3 Harmonická analýza skrine prevodovky	38
4.4 Akustická analýza	41
4.4.1 Experimentálna akustická analýza	42
4.4.2 Numerické riešenie akustickej analýzy	44
4.4.3 Akustická analýza skrine prevodovky	45
5 Optimalizácia modelu	53
5.1 Harmonická analýza	54
5.2 Akustická analýza	60
5.2.1 Variant A	61
5.2.2 Variant B	67



Záver	73
zoznam použitých skratiek a symbolov.....	77
zoznam príloh	79

ÚVOD

Ľudstvo je neustále obklopené zvukom, ktorý je prirodzeným prejavom nášeho okolia a životnej aktivity človeka. Nie všetky zvuky sú zachytiteľné ľudským sluchom, to však neznamená, že neexistujú. Za hluk môžeme považovať každý nežiadúci zvuk. Táto charakteristika je subjektívna a preto nie je možné ho klasifikovať obecné. Pre jedného človeka môže byť daný zvuk príjemný a niekto iný ho môže klasifikovať ako hluk. Nadmerné pôsobenie hluku, alebo hlučného prostredia má nepriaznivé účinky na ľudský organizmus. Následky sa nemusia prejaviť okamžite, ale až po určitom čase. Medzi najznámejšie príznaky spadá častá migréna, poruchy spánku či koncentrácie, zníženie sluchu, či dokonca jeho strata.

Hodnoty hluku sú korigované aj legislatívne. V Českej republike sa konkrétne jedná o zákon č. 258/2000 Sb. „o ochrane verejného zdravia“, ktorý bol novelizovaný v roku 2015 [1]. Novelizácia bola prevedená zákonom č.267/2015 Sb. Konkrétne limity hluku sú uverejnené v zbierke zákonov z roku 2018 pod číslo 241/2018 Sb.[2]

S rozvíjajúcou infraštruktúrou dopravy sa zvyšuje aj množstvo hluku, ktoré dopravné prostriedky produkujú. Hluk v pohonných jednotkách je primárne spôsobený vplyvom vibrácií, ktoré pri ich prevádzke vznikajú a ďalej sa prenášajú buď to prostredníctvom vzduchu, alebo konštrukciou a vytvárajú tak nežiadúci zvuk. V minulosti bol primárnym zdrojom hluku spaľovací motor, ktorý poháňal automobil. V dnešnej dobe elektrifikácie a modernizácie pohonných jednotiek či už automobilov, alebo iných dopravných prostriedkov sa ako hlavný zdroj hluku do popredia dostáva prevodovka a s ňou spojené súčasti. Hlavným nosičom hluku je skriňa prevodovky, ktorá je rozvibrovaná od prevodových súkolí, hriadel'ov a ložisiek, ktoré sú ukryté v jej vnútri. [3]

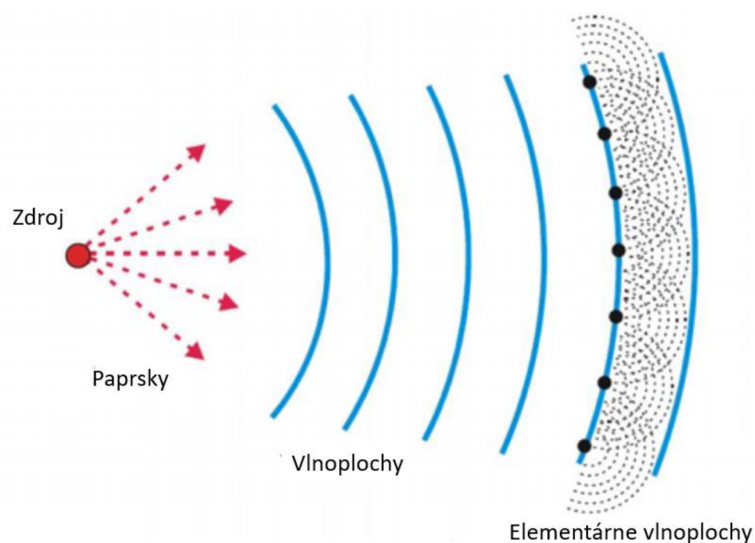
Rovnako ako v automobilovej doprave, je vo vlakovej a koľajovej doprave tendencia k redukcii produkcie hluku. S rastúcou infraštruktúrou sa rozšírila vlaková doprava, ktorá je dnes už neodmysliteľnou súčasťou takmer každého mesta, či už v podobe vlakovej alebo električkovej dopravy. V poslednej dobe je uprednostňovanie hromadnej dopravy na vzostupe z dôvodu, že je praktickejšie, lacnejšie alebo ekologickejšie. Tento fakt spôsobuje, že sa v oblastiach obydli zvyšuje množstvo komunikácií a to v takom počte, aby boli prístupné pre každého. Vzrastajúce trendy v tejto doprave sú rovnako, ako v automobilovom priemysle regulované a preto je aj v tomto odvetví nutná regulácia produkcie hluku. U vlakovej dopravy je na rozdiel od tej automobilovej viacero zdrojov huku. Je možné ich rozdeliť do viacerých skupín a to hluk od zberača, aerodynamický hluk, valivý hluk, v neposlednej rade hluk spôsobený hnacími ústrojmi vlaku [4].

V posledných rokoch sa zamestnanci vo vývojových centrách automobilových a dopravných spoločností viac zameriavajú pri navrhovaní nových komponentov práve aj na zníženie vibrácií a s nimi spojené hlukové prejavy. Kvôli zníženiu výrobných nákladov a urýchleniu celého procesu vývoja sa používajú rôzne výpočtové modely a simulácie, spracovávané v rôznych výpočtových softwaroch, ktoré sú jednoduché na úpravu a nie sú tak finančne náročné. Ich presnosť však nie je stopercentná, preto musia byť následne overované v laboratóriách, alebo na skúšobniach. Výpočtové modelovanie slúži skôr ako odrazový mostík pri vývoji a predikovaní správania danej súčiastky.

V rámci diplomovej práce sú práve pomocou, už spomínaných softwarov, spracovávané zvukové prejavy skrine vlakovej prevodovky, ktoré vznikajú pri jej prevádzke.

a kvapalinách. Druhý typ je vlnenie priečne, ktoré je definované pohybom v smere kolmom na smer šírenia vlny.[5]

V homogénnom prostredí sa akustické vlnenie šíri rovnakou rýchlosťou do všetkých strán. Oblasti, v ktorých je v jeden okamih rovnaký akustický stav nazývame vlnoplochy. Ich priebeh je znázornený na obrázku číslo 2. Obrázok predstavuje pulzujúci zdroj, ktorý na rozhraní stláča okolité prostredie. Takto stlačené prostredie sa ďalej šíri do priestoru rýchlosťou zvuku. Vzniknutá tlaková vlna sa šíri prostredím rovnakou frekvenciou, s rovnakými vlastnosťami a tými istými charakteristikami ako pulzujúci zdroj. Kolmica na tieto plochy sa nazýva zvukovým lúčom. [3]



Obrázok 2 Šírenie zvuku od zdroja [6]

1.2 VLNOVÁ DĹŽKA

Vlnovú dĺžku označujeme ako λ [m]. Určuje vzdialenosť medzi dvoma bodmi periódy označujúcimi rovnaký akustický stav (napr. maximum). Inak ju tiež možno označovať ako vzdialenosť, ktorú urazí vlna za dobu jednej periódy kmitu. Vzťah medzi frekvenciou, vlnovou dĺžkou a rýchlosťou šírenia zvuku popisuje nasledujúca rovnica (1.1):

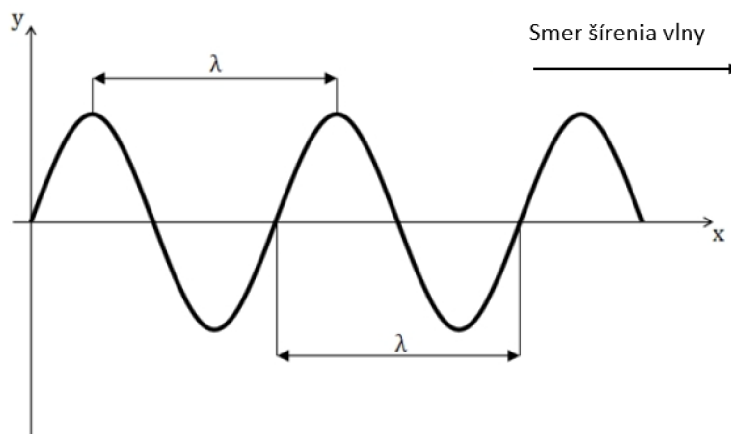
$$c = \lambda \cdot f \quad (1.1)$$

kde λ označuje vlnovú dĺžku [m], f frekvenciu [Hz] a c označuje rýchlosť šírenia zvuku [m/s] [3].

Vlnovú dĺžku je následne možno vyjadriť pomerom rýchlosti šírenia zvuku c a frekvencie f :

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1.2)$$

Vlnová dĺžka je dôležitou veličinou používanou pri skúmaní šírenia zvuku. Na základe jej charakteristík ako napríklad vyžarovanie, šírenie, či veľkosť je možné zistiť mnoho vlastností zdroju hluku. [3]



Obrázok 3 Vlnová dĺžka [7]

1.3 AKUSTICKÝ TLAK

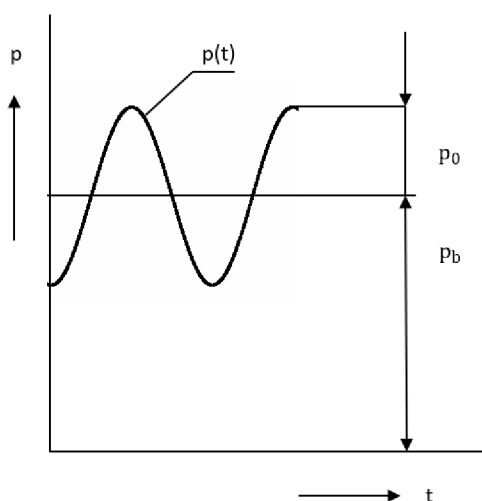
Akustický tlak je jednou zo základných fyzikálnych veličín, podľa ktorých popisujeme akustické vlnenie vo vzduchu. Vzniká zhutňovaním a zriedňovaním častíc v prostredí, ktoré odpovedá zvyšovaniu a znižovaniu tlaku. To znamená, že priebeh tlaku sa počas priebehu akustickej vlny mení a kolíše okolo pôvodnej barometrickej hodnoty tlaku okolia. Akustický tlak p je definovaný, ako odchýlka od barometrického tlaku v danom prostredí. Jedná sa o časovo premennú veličinu, ktorá je popísaná nasledujúcou harmonickou funkciou [6]:

$$p_c = p_b + p(t) \quad (1.3)$$

kde platí, že:

$$p(t) = p_0 \cdot \cos(\omega t + \varphi) = p_0 \cdot \cos(2\pi f t + \varphi) \quad (1.4)$$

pričom p_0 je amplitúda akustického tlaku [Pa], φ je fázový posun [°], f je frekvencia [Hz] a t je čas [s] [7].



Obrázok 4 Priebeh akustického tlaku [7]

V praxi sa používa jeho efektívna hodnota, pokiaľ nie je určené inak. Efektívna hodnota predstavuje fiktívnu stálu hodnotu s rovnakým energetickým účinkom ako má skutočný časovo premenlivý priebeh a popisuje mieru prenášanej energie [3]. Je možné ho vyjadriť nasledovne [6]:

$$p_{ef} = \frac{p_0}{\sqrt{2}} \quad (1.5)$$

Ľudské ucho je citlivé na zmenu tlaku vzduchu, tým pádom aj na akustický tlak. Z toho dôvodu je práve akustický tlak jedna z veličín, ktoré sa v inžinierstve skúmajú a merajú.

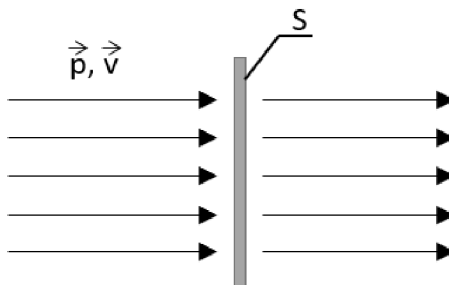
1.4 AKUSTICKÝ VÝKON

Akustický výkon je definovaný ako množstvo akustickej energie prechádzajúcej myslanou priestorovou plochou za jednotku času vo wattoch [W]. Je označovaný P [W] a je definovaný nasledovne [6]:

$$P = F \cdot v = p \cdot v \cdot S \quad (1.6)$$

kde p je akustický tlak [Pa], v je rýchlosť kmitania častíc [m/s] a S je veľkosť skúmanej plochy [m²].

Tento vzťah platí pre rovinnú akustickú vlnu pôsobiacu v kolmom smere na plochu, kedy sa tlak a rýchlosť nachádzajú v jednej fáze.



Obrázok 5 Prechod vlnenia rovinnou plochou [6]

V prípade, že sa jedná o harmonické vlnenie môžeme stredný akustický tlak vyjadriť pomocou nasledujúceho vzťahu:

$$P = p_{ef} \cdot v_{ef} \cdot \cos(\varphi) \cdot S \quad (1.7)$$

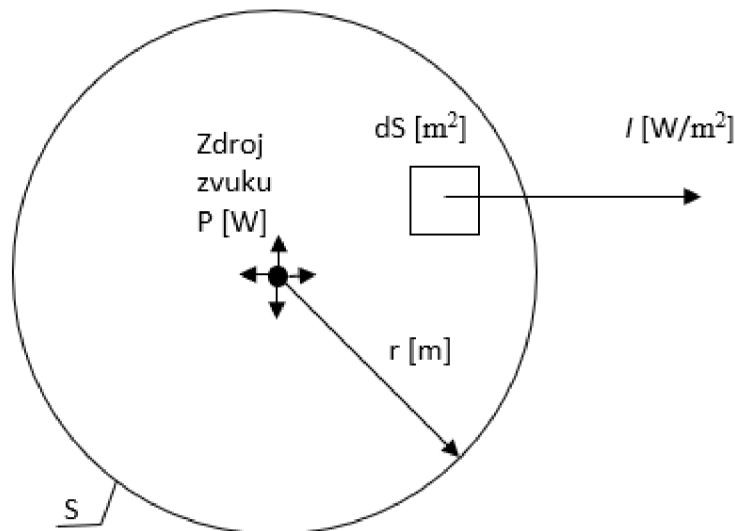
kde φ označuje fázový posun medzi akustickým tlakom a rýchlosťou [7].

Akustický výkon je vždy kladná, pulzujúca veličina, ktorá je závislá na čase. Každý jeden zdroj hluku je definovaný akustickým výkonom, čo je praktickejšie než akustickým tlakom [3]. Tlak je totižto závislý na viacerých vonkajších faktoroch a podmienkach, ktoré nie sú vždy rovnaké. Ovplyvňuje ho napríklad vzdialenosť od zdroja, orientácii prijímača atď. Výkon je dôležitým faktorom, ktorý pomáha hodnotiť kvalitu zdroja akustického zvuku [6]. Jeho nevýhodou však

je to, že je časovou neustálenou veličinou. Preto bola v akustike definovaná takzvaná akustická intenzita, ktorej je venovaná nasledujúca podkapitola..

1.5 AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita je ďalšou základnou veličinou popisujúcou zdroje zvuku. Popisuje smer a množstvo toku akustickej energie v danom prostredí. Podstatnou vlastnosťou intenzity je smerovosť, čo znamená, že je podľa nej možné určiť smer šírenia akustického vlnenia. V prípade, že je kolmá na smer vlnenia je akustická intenzita nulová. Možno ju merať, čo sa často v praxi využíva pri meraní akustického výkonu.[7]



Obrázok 6 Intenzita zvukových vln [7]

Vzťah medzi akustickou intenzitou a výkonom znázorňuje rovnica (1.8).

$$P = \int_S I \cdot dS \quad (1.8)$$

kde S je pomyselná uzavretá plocha [m^2], ktorá obklopuje zdroj hluku (obr. 6), P je akustický výkon [W] a I je akustická intenzita [W/m^2] [7].

V prípade, že cez pomyselnú uzavretú plochu prechádza akustická intenzita zo zdroja, ktorý je umiestnený mimo túto plochu, výsledok integrálu je nulový. Presne takto prebieha meranie akustického výkonu. Pokiaľ máme zdroje zvuku, ktoré nechceme, aby boli pri meraní zachytené, uložíme ich mimo meraciu plochu a tým zamedzíme ovplyvneniu výsledkov meraného zvuku. [7]

1.6 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČÍN

Jednotlivé akustické veličiny je možné prepočítať pomocou logaritmickej pomerov určitých vibroakustických veličín k stanoveným referenčným hodnotám na jednotlivé hladiny. Ich

hlavnou jednotkou je „decibel“ [dB]. Dôvodom tohto prepočtu je definovanie citlivosti ľudského vnímania zvuku. Najbližšie podkapitoly sú venované definícií jednotlivých hladín pre akustický výkon, tlak a intenzitu.[6]

1.6.1 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Akustický výkon je jedna z veličín, ktorá je premenlivá a v praxi sa jej hodnoty menia o niekoľko rádov. Pokiaľ sa sústreďíme na hladinu akustického výkonu, je nutné podotknúť, že na rozdiel od ostatných hladín popisujúcich akustické vlastnosti prostredia, je hladina akustického výkonu určená žiarením určitého zdroja hluku a je vlastnosťou zdroja hluku [5]. Ukázkovým príkladom je rozdiel medzi šepotom a krikom. Šepot odpovedá približne $1 \cdot 10^{-9}$ W, naopak krik zodpovedá približnej hodnote $1 \cdot 10^{-3}$ W. K ich grafickému znázorneniu je potrebné jednotlivé hodnoty previesť do logaritmickej stupnice. Navyše podľa Weber-Fechnerovho zákona, ktorý podrobne popísal Richard Nový vo svojej knihe [5], existuje priama spojitosť medzi objektívnymi logaritmickým veličinami a subjektívnym vnemom zvuku človeka.

Pri určovaní jednotlivých akustických hladín je nutné definovať referenčnú hodnotu. V Českej republike túto hodnotu definuje norma ČSN 01 1304 s názvom „Veličiny, jednotky a značky v akustike“. Podľa tejto normy platí, že referenčná hodnota akustického výkonu je rovná $1 \cdot 10^{-12}$ W. [6] Hladina akustického výkonu L_W [dB] je definovaná podľa nasledujúceho vzťahu:

$$L_W = 10 \cdot \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad (1.9)$$

Kde W_0 je referenčná hodnota [W] a W je sledovaný akustický výkon [W] [5].

Tabuľka číslo 1 znázorňuje decibelovú stupnicu pre akustický výkon a určenie jednotlivých akustických hladín.

Vyžarovaný akustický výkon W [W]		Hladina akustického výkonu L_W [dB]	
Normálny zápis	Exponenciálny zápis	$W_0=1$ W	$W_0=10^{-12}$ W
100000	10^5	50	170
10000	10^4	40	160
1000	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

Tabuľka 1 Lineárna a decibelová stupnica akustického výkonu [6]

1.6.2 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Najnižší zvukový signál, ktorý môže zaznamenať človek s nepoškodeným sluchom je rovný približne 20 μPa . Táto hodnota je oproti barometrickému tlaku niekoľko násobne menšia. Ľudské ucho je schopné rozlišovať nie len hodnotu akustického tlaku, ale aj takzvanú farbu zvuku, čo znamená, že dokáže rozlíšiť aj zvyky rôznych kmitočtov.

Z toho dôvodu je definovanie akustického tlaku podľa jednotiek tlaku pascalov komplikované a neprehľadné. Preto bolo nutné definovať hladiny aj pre akustický tlak, ktoré je nutné vždy vzťahovať k príslušnému pásmu kmitočtov. Inak hodnota hladiny nič nevyvedá o polohe signálu na kmitočtovej ose [5]. Hladina tlaku je definovaná nasledovne:

$$L_p = 20 \cdot \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (1.10)$$

kde p je sledovaný akustický tlak [Pa] a p_0 je referenčný tlak [Pa].

Referenčný tlak je opäť definovaný normou, jeho hodnota je $2 \cdot 10^5$ Pa, čo zodpovedá nulovej hodnote v decibelovej stupnici [5]. Okrem pomenovania hladina akustického tlaku sa často používa aj pomenovanie hladina zvuku, poprípade hladina hluku. Tieto názvy sa používajú najčastejšie pri výpočte hladín v celom počuteľnom spektre, to znamená od 20 Hz do 20 kHz. V prípade výpočtu hladiny v inom frekvenčnom pásme, je nutné definovať frekvenčný rozsah, z tohto dôvodu sa v praxi používajú rôzne frekvenčné pásma [7].

1.6.3 HLADINA AKUSTICKEJ INTENZITY

Obdobne ako hladina akustického tlaku a výkonu je definovaná aj hladina akustickej intenzity. Je nutné podotknúť, že nie je možné zamieňať hladinu akustického výkonu a intenzity. Hladina akustickej intenzity je totižto závislá na vzdialenosti od zdroja zvuku. Je definovaná pomocou vzťahu:

$$L_I = 10 \cdot \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad (1.11)$$

kde I je hodnota skúmanej intenzity [W/m^2] a I_0 je referenčná hodnota intenzity [W/m^2][6].

Veľkosť referenčnej hodnoty akustickej intenzity je medzinárodne stanovená a je rovná 10^{-12} W/m^2 , čo zodpovedá približne prahovým hodnotám ľudského sluchu pri frekvencii 1 kHz. Úpravou logaritmického tvaru môžeme späť dopočítať hodnotu skúmanej akustickej intenzity:

$$I = I_0 \cdot 10^{\frac{L_I}{10}} \quad (1.12)$$

Tento vzťah je často používaný pri výpočte celkových hladín zvuku od viacerých zdrojov zvuku.

2 ZDROJE HLUKU V PREVODOVKÁCH

Primárnym zdrojom hluku a vibrácií v prevodovke je ozubený prevod, ktorý sa skladá z ozubených súkolí. Vplyvom vonkajších a vnútorných dynamických síl dochádza k vzniku vibrácií v súkolí a prostredníctvom hriadeľov a ložisiek sa ďalej prenášajú na skriňu prevodovky. Tento jav je v mnohých literatúrach nazývaný ako takzvaná „chyba prevodu“, ktorej sú venované nasledujúce podkapitoly..

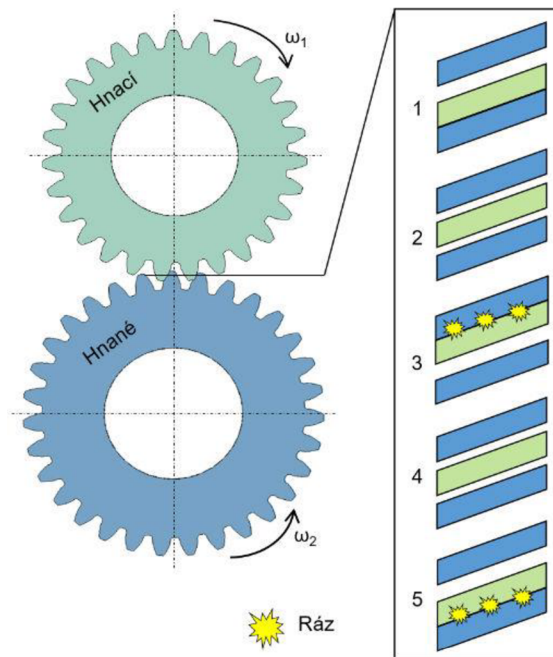
2.1 ZÁBER OZUBENÝCH KOLIES

Vibrácie, ktoré sa tvoria počas záberu dvoch ozubených kolies, sú najdôležitejším faktorom pri tvorbe hluku v prevodovke. Príčinami týchto vibrácií sú rázy, ktoré vznikajú pri vstupe zubov do záberu a dynamickou silou, ktorá je vyvolaná premenlivou tuhosťou ozubenia v priebehu záberu. Tieto javy sú zapríčinené výrobnými nerovnosťami, deformáciou zubov alebo odchýlkami roztečí. V prevodovkách sa najčastejšie používajú ozubené kolesá so šikmým ozubením, preto mu bude venovaný nasledujúci text.

Každý šikmý (evolventný) záber je charakterizovaný kombináciou valenia a šmykania. Valenie ako ideálny stav nastáva pri kontakte dvoch zubov len v jednom bode. Tento bod sa nachádza na priesečníku priamky záberu so spojnicou stredu otáčania obidvoch kolies v zábere [8]. Pri vstupe zubov do záberu je značné šmykové trenie, ktoré postupne klesá až do valivého bodu, kde nastáva zmena jeho orientácie a opäť narastá. Táto náhla zmena orientácie šmykových síl má za následok vznik vibrácií v ozubení. Veľkosť šmykových síl nie je možné zanedbať pri skúmaní opotrebenia, ktoré má za následok chyby a odchýlky profilu zubu [7].

Za ďalší zdroj hluku je považovaný vznik rázov. Tento jav nastáva vplyvom axiálnej a bočnej vôle voľných ozubených kolies so šikmým ozubením. Nastáva pri nízko zaťažovaných ozubených kolesách, ako sú napríklad voľnobežky, alebo naopak pri vysoko zaťažovaných kolesách prevádzkovaných pri nízkych otáčkach. Priebeh vzniku rázu popisuje obrázok č.8. K tomuto javu rovnako prispieva aj nepravidelnosť chodu hnacieho motoru, kedy nastáva torzné kmitanie, ktoré je zapríčinené zmenou uhlového zrýchlenia počas jednej otáčky [9]. Hluk, ktorý rázy spôsobujú, je často prirovnávaný k takzvanému klepaniu alebo rinčaniu. Tento jav je možné do určitej miery eliminovať a to pomocou dvoj hmotného zotrvačníku alebo torzného tlmiča, čím dosiahneme zníženie vstupných vibrácií od hnacieho motoru [8].

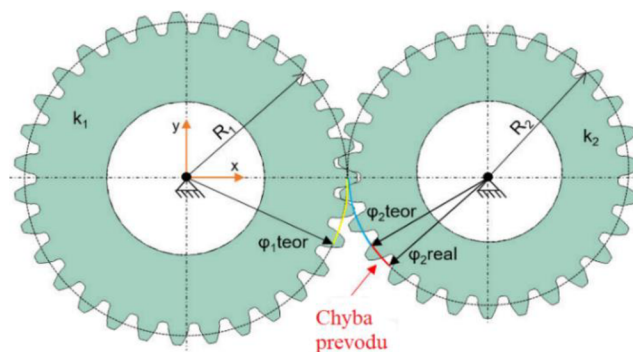
Ďalšie javy sú spojené s mazivom, ktoré je používané v prevodovkách. Jeden z nich je takzvaný „oil pocketing“, ktorý je spôsobený bublinami v mazive. Kedy vplyvom malých vôlí nie je prebytočné mazivo dostatočne vytlačované zo záberu. To sa musí počas záberu niekoľko krát stlačiť, čím pádom dochádza k namáhaniu ozubenia prídavnými dynamickými silami. Zvýšením dynamických síl pôsobiacich v zábere narastajú aj vibrácie v danom súkolí [8].



Obrázok 7 Záber ozubeného súkolia [8]

2.2 CHYBA PREVODU

Za chybu prevodu je označovaný rozdiel medzi skutočnou a teoretickou polohou hnaného kolesa v ozubení. Vyjadruje sa v dĺžkových jednotkách, ako pohyb v dotyčnom smere na stykovej kružnici, poprípade v uhlových ako rozdiel pootočením hnaného a hnacieho kolesa voči osi rotácie. Tento jav je znázornený na obrázku číslo 6. Hodnoty týchto úchyliet umožňujú porovnávať kvalitu ozubeného súkolia bez ohľadu na ich rozmerové charakteristiky [8]. Chybu prevodu môžeme rozdeliť do dvoch skupín- statickú a dynamickú. Pri hodnotení statickej chyby prevodu uvažujeme vplyv účinkami statických síl zaťaženia, ktoré v danom súkolí pôsobia. Sú dané primárne striedaním počtu zubov v zábere a výrobnou nepresnosťou, ako je napríklad chyba profilu, rozteče poprípade opotrebením ozubenia. Druhou podstatne dôležitejšou chybou je, ako už bolo spomenuté vyššie chyba dynamická, ktorá vzniká pri rotačnom zaťažení súkolia vplyvom pôsobenia dynamických síl. Tento jav môže nastať deformáciou zubov, vychýlením jednotlivých kolies poprípade ohybom hriadeľov [9].



Obrázok 8 Chyba prevodu [8]

Tuhosť ozubenia je počas záberu jednotlivých zubov premenlivá. Táto premenlivosť je spojená s premiestňovaním bodu dotyku po výške zubu, ktorú spôsobuje zmena pôsobiska sily a dĺžka jej ramena. Rovnako tak k tejto premenlivosti prispieva skoková zmena počtu zubov v zábere, ktorá je závislá na celkovom súčiniteli trvania záberu (2.1) [9].

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} \quad (2.1)$$

Kde ε_{α} vyjadruje súčiniteľ záberu zubu, ε_{β} vyjadruje súčiniteľ záberu kroku [9].

Deformáciou zubu sa mení pôvodná rozteč vzhľadom k nezaťaženému zubu, ktorý vstupuje do záberu skôr a naráža tak na spolu zaberajúci zub. Kontakt, ktorý nastane mimo priamku záberu, spôsobí ráz na hlave hnaného kola. Nastáva nerovnomerný prenos zaťaženia a dochádza tak k zmene uhlového zrýchlenia a oneskoreniu, ktoré vyvoláva prídavné dynamické zaťaženie ozubeného súkolia. Rovnakým spôsobom sa potom prejavujú aj výrobné nedokonalosti alebo deformácie spôsobené opotrebením sústavy. Chybu prevodu je možné stanoviť aj výpočtovo. Postup a samotný výpočet pojednáva vo svojej knihe Vladimír Moravec [9]. Pre spresnenie jeho teórie sa v dnešnej dobe najčastejšie používa trojrozmerné modelovanie, rôzne výpočtové programy, ktoré sú založené na metóde konečných prvkov. Tieto metódy pomáhajú k pochopeniu a simulácii reálneho problému. Rovnako tak sa používajú merania na skutočných súčiastkach. K zhotoveniu takéhoto merania, ktoré je časovo náročnejšie, je potrebná špeciálne vytvorená miestnosť. Ďalšie zdroje hluku

Prevodovka ako celok sa skladá okrem samotného ozubenia z mnoho ďalších komponent, ktoré samy o sebe nemusia byť zdrojom hluku, ale môžu ho prenášať poprípade zosilňovať. Medzi hlavné kontrolované súčiastky patria napríklad hriadele, ktoré samé o sebe hluk neprenášajú, avšak ich deformácia (ohyb), poprípade rôznobežnosť môžu prispieť k chybe prevodu. Rovnako tak, prenášajú vibrácie vzniknuté v ozubených súkoliach. Ďalším komponentom kontrolovaným pri modelovaní prevodovky je ložisko, v ktorom sú jednotlivé hriadele uložené. Ložiská sú nie len podstatnou súčasťou pri prenosovej ceste vibrácii, ale sú aj samé o sebe zdrojom vibrácií. Najvýraznejšie sú valivé ložiská, kde sú vibrácie a hluk spôsobené nedokonalým odvaľovaním valivých komponent (guličiek, valčekov, kužieliek...) po vnútornej a vonkajšej dráhe krúžku. Ich výsledné vibrácie sa prejavujú v nízkofrekvenčnom pásme, ktoré je spôsobené vplyvom nerovností povrchu („pitting“), poruchou odvaľovanej dráhy, alebo opotrebením. Rovnako tak sa môžu pohybovať vo vysoko frekvenčnom pásme (5 kHz a viac), kde sa prejavujú náhodne v spojitosti s rezonanciou inej časti mechanizmu, poprípade môžu signalizovať iniciáciu poruchy ložiska. [8]

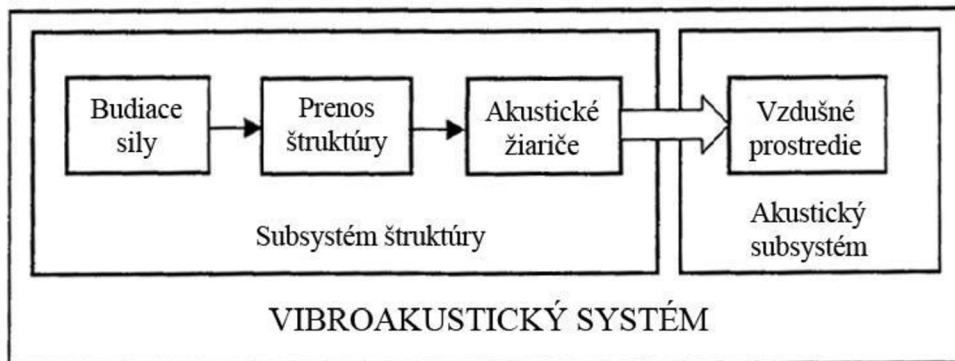
Významný vplyv na vibrácie a hluk v prevodovke má tiež použitie vhodného maziva. Jeho funkciou okrem zabezpečenia správneho chodu a mazania prevodovky je aj tlmenie vibrácií celého systému. Ako ďalšie zdroje hluku a vibrácií poprípade prenosové prvky môžu byť označené rôzne pomocné komponenty ako napríklad synchronizačné krúžky, posuvné objímky, tiahla, radiace kulisy a pod. [9]

2.3 MECHANIZMUS PRENOSU VIBRÁCIÍ

Iniciácia vibrácií je spôsobená vplyvom dynamických síl, ktoré pôsobia v zábere ozubenia, kde dochádza k rozkmitaniu ozubených kolies. Súkolie samé o sebe vyžaruje hluk a zároveň prenáša svoje vibrácie na hriadele. Hriadele následne zaťažujú dynamicky ložiská, v ktorých sú uložené. Skrz ložiská je rozkmitaná skriňa prevodovky, ktorá vytvára cez svoje plochy žiarič zvuku. Rinčanie a hluk spôsobený v prevodovom súkolí dosahuje vysokých hodnôt, ktoré sú

však dostatočne pohlcované skriňou samotnou. Za problémovú zložku sa označujú vibrácie, ktoré sú ako už bolo spomenuté vyššie, prenášané cez ložiská. Tieto vibrácie sú okrem povrchov skrine ďalej prenášané cez vývodový hriadeľ a uloženie prevodovky do ostatných častí motorového priestoru a karosérie [9].

Vibrácie a akustický prejav prevodovky sú silno závislé na otáčkach, kedy v určitých hodnotách dochádza k rezonancii jednotlivých komponentov v závislosti od frekvencii budiacej sily, čím sa daný hluk značne zvýši [11].



Obrázok 9 Prenos vibrácií a hluku [11]

3 ZNIŽOVANIE HLUKU PREVODOVKY

Ako bolo v úvode spomenuté, problematikou akustického prejavu prevodovky je potrebné zaoberať sa už pri konštrukčnom návrhu. Znižovanie hlukového prejavu prevodovky je možné dosiahnuť širokou radou opatrení. Primárne je nutné brať na zreteľ kinematické rozloženie systému, celkové rozdelenie prevodového pomeru, poprípade hmotnosť jednotlivých komponentov a ich uloženie. Čo sa týka požiadavku na ozubené kolesá, vo väčšine prípadov je zvolené šikmé ozubenie alebo ozubenie so zakrivenými zubami s čo najväčším počtom zubov. Jednotlivé kolesá sú následne uložené na hriadeľoch, ktoré musia byť dostatočne tuhé, aby pri ich prevádzkovaní nevznikali zbytočné deformácie, ktoré by spôsobovali nerovnomernosť chodu. Hriadele musia byť vhodne upevnené cez ložiská do skrine prevodovky, bez zbytočných vôli tak, aby čo najviac zabraňovali zbytočnému rozkmitaniu sústavy. [7] Všetky tieto konštrukčné návrhy sú následne overované najprv matematicky, pomocou vhodných MKP programov a výsledky sú nakoniec overované na prototypoch experimentálne. Nasledujúce podkapitoly sú zamerané na konštrukčné prevedenie skrine prevodovky a možnosti redukcie jej hlukového prejavu.

3.1 KONŠTRUKCIA SKRINE PREVODOVKY

Vďaka moderným výpočtovým programom sme dnes schopný zistiť modálne vlastnosti skrine prevodovky. Rovnako sme schopný odhaliť kritické miesta vysokých napätí, ktoré môžu počas prevádzkovania tvoriť významné zvukové žiariče. V týchto oblastiach je následne nutné previesť konštrukčné úpravy, ako sú napríklad zosilnenie hrúbky steny, poprípade vystuženie konštrukcie pomocou rebier a prepážiek. Účinnosť prenosu hluku môžeme znížiť aj využitím útlmu pomocou odrazu zvuku, náhlymi prechodmi, hrúbkou steny, použitím hradiacich hmôt, alebo pružných vložiek. [3]

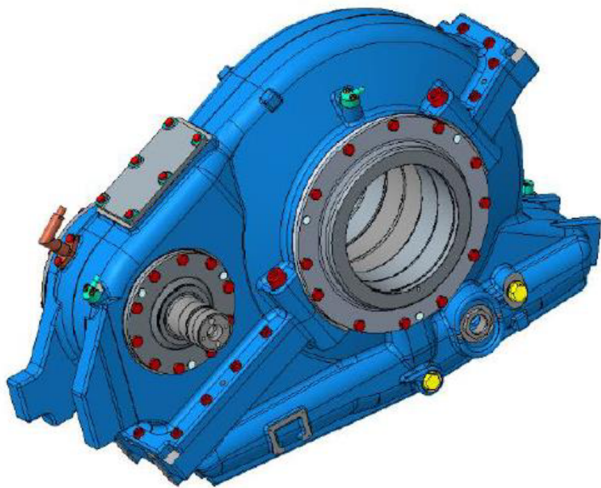
Hodnotu útlmu skrine prevodovky určuje mimo iné aj materiál, z ktorého je skriňa vyrobená. Z kovových materiálov je uprednostňovaná skôr liatina než oceľ, aj napriek tomu, že jej útlm je zanedbateľný v porovnaní so skrutkovými, nitovanými, poprípade za tepla lisovanými spojmi [9]. Naopak nekovové materiály majú preukázateľne vyššie tlmiace predpoklady, vďaka svojej poddajnosti. Ich použitie sa odporúča kdekoľvek, keď to prevádzkové podmienky povolia. Znalosť jednotlivých materiálových charakteristík je pri výpočtovom modelovaní dôležitá, ovplyvňuje totižto presnosť výpočtu. Skúmanie vplyvov jednotlivých materiálov použitých na skrine prevodovky sa venuje vo svojej dizertačnej práci Aleš Dočkal, ktorý svoje výpočtové modely overuje aj experimentálne.[9]

3.2 SÚČINITEL' VNÚTORNÉHO TLMENIA

Každý materiál je charakterizovaný určitou mierou vnútorného tlmenia, ktoré je spôsobené premenou mechanickej energie na inú formu energie, najčastejšie v teplo. Pri dynamickom zaťažovaní materiálu sa v diagrame popisujúcom napätie v závislosti na predĺžení vytvorí takzvaná hysterézná slučka, jej plocha odpovedá energii kmitania, ktorá sa premení na teplo [9]. Mieru vnútorného tlmenia charakterizuje súčiniteľ vnútorných strán, označovaný η . Je definovaný ako pomer energie premenenej na teplo ku celkovej energii kmitania. Kovové materiály majú veľmi obmedzené tlmiace vlastnosti, preto sa u nich často využíva tlmenie mazacej vrstvy (olejového filmu). Súčiniteľ vnútorného tlmenia sa u kovových materiálov zisťuje pomocou metódy voľných tlmených kmitov, vychádzajúcej z vyhodnotenia priebehu dokmitania tlmenej sústavy s jedným stupňom voľnosti. Následne sa stanoví logaritmický dekrement a nakoniec sa určí hodnota η [9].

3.3 ULOŽENIE PREVODOVKY

Správne uloženie prevodovky hrá dôležitú úlohu pri prenose vibrácií a hluku. Okrem funkčnosti sú kladené požiadavky aj na bezpečnostné prvky. V rámci práce je spracovávaná už spomínaná vlaková prevodovka určená pre vysokorýchlostné lokomotívy, ktorá bola navrhovaná v rámci ústavu automobilového a dopravného inžinierstva (obr. 10). Táto prevodovka bola navrhovaná pre zapojenie do pohonného traktu. Na vstupnej strane sa nachádza zubová spojka, ktorá zabezpečuje spojenie medzi prevodovkou a motorom. Na tejto strane je prevodovka pripevnená k podvozku pomocou reakčnej tyče s bezpečnostnými prvkami. Na strane výstupu sa nachádza výstupný hriadeľ, ktorý okrem prenosu predstavuje os hnaných kolies. Prevodovka je dodatočne vybavená ochrannými krytmi, ktoré majú za úlohu chrániť ju pred poškodením (napr. lietajúcich kameňov). [12]



Obrázok 10 Model prevodovky [12]

4 VÝPOČTOVÉ MODELOVANIE

Ako už bolo vyššie spomenuté, v dnešnej dobe sa k výpočtovému modelovaniu a simuláciám jednotlivých komponent využívajú výpočtové softwary, napríklad ANSYS, NASTRAN ADAMS atď. Pre riešenie diplomovej práce bol zvolený software ANSYS, konkrétne sa jedná o program Workbench. Tento program počíta a simuluje na základe metódy konečných prvkov, kde dochádza k diskretizácii modelu do konečného počtu prvkov, pričom jednotlivé parametre sú určované v uzlových bodoch modelu.

Pri definovaní akéhokoľvek výpočtového modelu sa postupuje nasledovne [12]:

- Definovanie trojrozmerného modelu v CAD programe (Creo Parametric, Inventor, Catia, iné), následné importovanie do výpočtového softwaru
- Charakteristika materiálových vlastností (hustota, Youngov modul pružnosti, Poissonov pomer,...)
- Definovanie siete, ktorá určuje jednotlivé konečné prvky
- Určenie okrajových podmienok (kontakty, predpätia, sily pôsobiace na teleso, atď.)
- Správne zvolenie riešiča (definovanie medzí v ktorých požadujeme výsledky)
- Exportovanie výsledkov (obrázky, tabuľky, animácie, grafy)

K charakterizovaniu akustického prejavu skrine prevodovky je nutné previesť tri analýzy: statickú štruktúrnu, modálnu a harmonickú, pričom jednotlivé analýzy sú pojednávané nižšie v nasledujúcich podkapitolách.

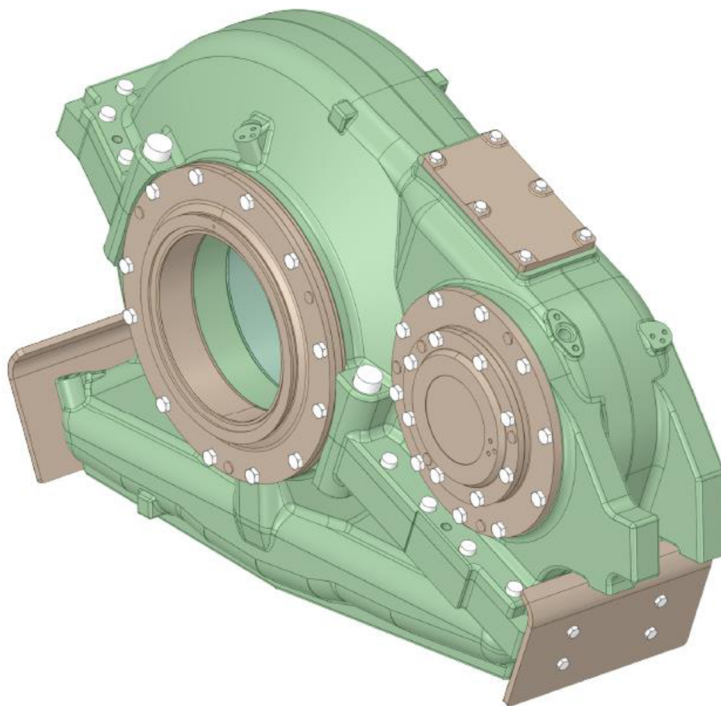
4.1 STATICKÁ ŠTRUKTÚRNU ANALÝZA

Prevodovka ako celok sa skladá z mnoho ďalších komponentov, ktoré sú k nej pripojené pomocou rôznych spojov (napr. skrutkového). Je teda nutné charakterizovať všetky napätia a reakcie, ktoré v daných spojoch vznikajú. Pre ich charakterizovanie existujú dva prístupy. Prvým najjednoduchším je, že kontakt je dokonale tuhý. Jednotlivé súčasti sú teda pevne spojené po celej dĺžke kontaktnej plochy (tento kontakt je nazývaný „bonded“). Tento prístup je výpočtovo nenáročný a rýchly. Má však svoje negatíva. Hlavným je to, že nepopisuje reálny priebeh napätia. V skutočnosti je totižto viac pravdepodobné, že vzniknuté napätie sa vyskytuje len v okolí skrutkového spoja a nie po celej dĺžke kontaktnej plochy. Preto sa častejšie využíva druhý prístup. Jeho princíp spočíva v prevedení štruktúrnej analýzy modelu, v ktorej sa charakterizujú predpätia na jednotlivé skrutky, definujú sa vlastnosti jednotlivých spojov a vďaka analýze sa skúma charakter kontaktu, ktorý týmto spojom vznikne.[8]

Model skúmanej prevodovky sa skladá z niekoľkých dielov. Hlavnú časť skrine prevodovky tvorí dvojdielny odliatok, ku ktorému sú následne pripevnené veká ložísk pomocou skrutkových spojov (viď. obrázok 11). Modifikovaný materiál odliatkov charakterizuje tabuľka číslo 2.

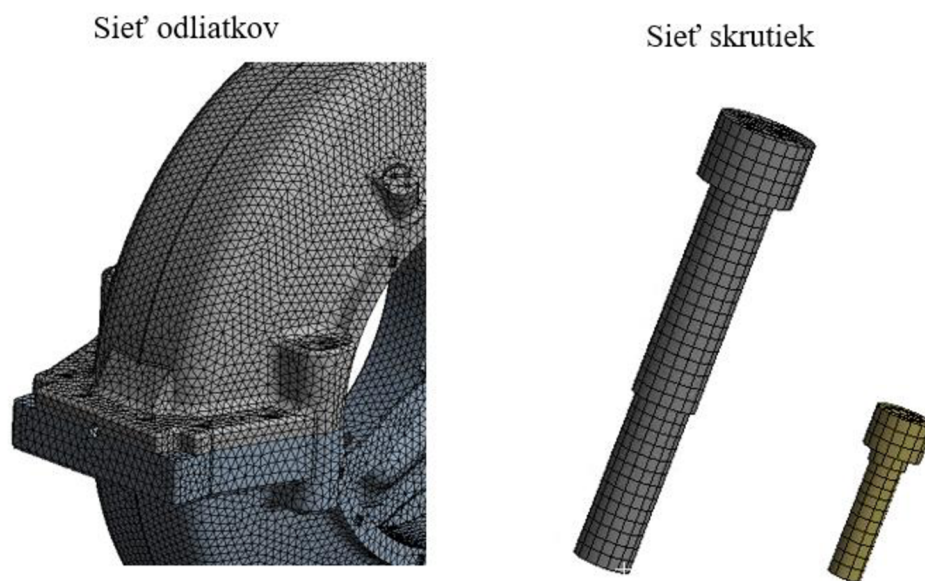
Názov parametru	Hodnota
Hustota	7107 kg.m ⁻³
Poissonov pomer	0,275
Youngov modul pružnosti	1,69.10 ¹¹ Pa

Tabuľka 2 Materiálové vlastnosti



Obrázok 11 Model prevodovky

Skúmaná bola len časť celého modelu, práve skriňa prevodovky. Ostatné prvky modelu boli pri výpočte potlačené. Model skrine bol zdiskreditovaný pomocou tetraedrických prvkov s približne 584 000 uzlov (viď. obrázok 12). Veľkosť siete bola na odliaťkoch zvolená 9 mm. Na jednotlivé skrutky bola použitá mapovaná sieť o veľkosti 4 mm (viď obrázok 12).



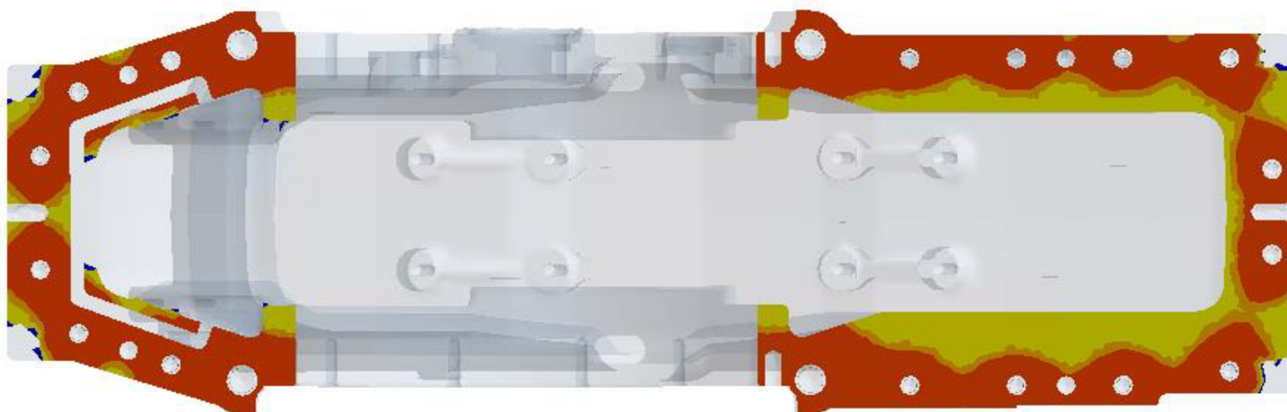
Obrázok 12 Zdiskreditovaný model

Odliatky sú spojené pomocou skrutiek. Konkrétne sa jedná o skrutky pevnostnej triedy 10,9, z čoho 4 sú menovitého priemeru M20 a 16 s priemerom M10. Pri analýze boli aplikované silové účinky, ktoré sú spôsobené osovými silami od predpätia skrutiek. Použité momenty ťahovania a veľkosť aplikovaných síl sú uvedené v nasledujúcej tabuľke. Pre zaistenie konvergencie výpočtu bol spodný diel odliatku votknutý. Táto okrajová podmienka však nijak neovplyvňuje výsledky výpočtu.

Menovitý priemer [mm]	Pevnostná trieda	Ťahovací moment [Nm]	Osová sila [N]
M20	10,9	596	153657
M10	10,9	71	35655

Tabuľka 3 Hodnoty pôsobiacich momentov a sil

Ako som už vyššie spomínala, cieľom štruktúrálnej analýzy je definovať typ kontaktu, ktorý vzniká pôsobením skrutkového spoja v deliacej rovine, aby sme boli schopní získať reálny priebeh výsledkov v ďalších analýzách. Po numerickom riešení bol definovaný nasledujúci kontaktný status (obrázok 13). Je vidieť, že prevažuje počet uzlov s pevným spojením (červené plochy). Rozľahlosť týchto plôch charakterizuje tuhosť spoja. Zistené oblasti boli následne prekreslené do geometrie skrine prevodovky a použité pri definovaní kontaktu modálnej analýzy v nasledujúcej podkapitole.



Obrázok 13 Kontaktný status

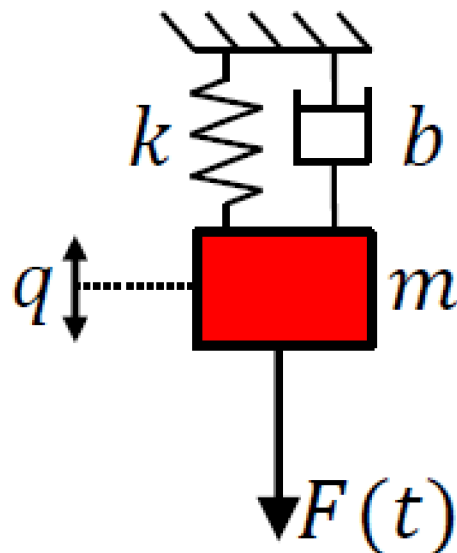
4.2 MODÁLNA ANALÝZA

Modálna analýza je jedným zo základných spôsobov, ktorým je možné popísať dynamické správanie strojov. Jej cieľom je získanie vlastných frekvencií a tvarov kmitania skúmaného telesa. Po výpočtovej stránke sa jedná o nájdenie a získanie vlastných čísel a vektorov, ktoré sú výsledným riešením sústavy komplikovaných diferenciálnych rovníc. Každý prvok je teda charakterizovaný vlastnou frekvenciou a vlastným tvarom. Výpočet modálnej analýzy pozostáva z rozloženia sústavy navzájom prepojených diferenciálnych rovníc tak, aby boli samostatne riešiteľné pomocou modálnej transformácie [14].

Pri skúmaní prevodového ústrojenstva je nutné podrobne skúmať jednotlivé frekvencie a vlastné tvary. Je to spôsobené hlavne tým, že prevodovka ako taká je komplikovaný systém. Primárne budenie frekvencie od záberu jednotlivých ozubených kolies je totižto závislé na otáčkach hriadeľov, na ktorých sú jednotlivé kolesá uložené. Nie je teda možné vyvarovať sa prieniku jednotlivých vlastných frekvencií a tvarov počas prevádzkovania celého systému. Pre celkové zhodnotenie vlastných tvarov a ich amplitúd je nutné celkové skúmanie rozšíriť ešte aj o harmonickú analýzu (podkapitola 4.3) [8].

4.2.1 ANALYTICKÝ RIEŠENIE MODÁLNEJ ANALÝZY

Pri výpočte modálnej analýzy sa často vychádza z teórie voľného kmitania netlmenej sústavy. V praxi pracujeme najčastejšie s modelmi, ktoré majú viac stupňov voľnosti, tieto systavy môžeme v literatúrach nájsť pod označením MDOF, ktorý pozostáva zo sústav pohybových diferenciálnych rovníc. Pre pochopenie komplexného problému s viacerými stupňami voľnosti je však nutné najprv porozumieť systému s jedným stupňom voľnosti (SDOF), ktorého superpozíciou je často možné popísať systavy s MDOF [12]. Takýto systém znázorňuje nasledujúci obrázok.



Obrázok 14 Systém s jedným stupňom voľnosti [15]

Model sa skladá z pomyslenej hmoty o hmotnosti m , ktorá je zavesená na pružine s tuhosťou k , celkovým tlmením systému b a všeobecnej sily $F(t)$, ktorá je závislá na čase. Dráha pohybu kmitajúcej sústavy je popísaná pomocou výchylky označovanej q [15]. Pri výpočte modálnej analýzy sa jedná o voľné netlmené kmitanie. Pre jeho vyjadrenie na základe vyššie

spomenutého modelu je nutné zanedbať pôsobenie tlmenia a vonkajšej budiacej sily. Potom sme schopný vytvoriť pohybovú rovnicu pre danú sústavu, ktorej tvar je nasledovný:

$$m\ddot{q} + kq = 0 \quad (4.1)$$

Kde m [kg] je hmotnosť sústavy, k [N/m] označuje tuhosť sústavy, q [m] výchylku a \ddot{q} [m/s²] predstavuje zrýchlenie [12].

Táto rovnica má jediné riešenie, ktorým je určenie vlastnej frekvencie sústavy Ω_0 [Hz] vyjadrenej ako:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.2)$$

V prípade, že chceme sústavu rozšíriť o viac stupňov voľnosti postupujeme analogicky s tým rozdielom, že základnú pohybovú rovnicu sústavy prepíšeme do maticového tvaru.

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \quad (4.3)$$

Kde M je symetrická štvorcová matica hmotnosti a K je symetrická matica tuhosti a q , \ddot{q} predstavujú vektory výchylky a zrýchlenia sústavy.

Použitým maticovým zápisom získame už spomínanú sústavu diferenciálnych rovníc, ktoré sú navzájom prepojené a ich riešením získavame maticu vlastných čísel a vlastných tvarov [3].

4.2.2 NUMERICKÉ RIEŠENIE MODÁLNEJ ANALÝZY

Napriek tomu, že analytický prístup riešenia modálnej analýzy je odrazový mostík, v dnešnej dobe sa častejšie používa už len na predikovanie približných výsledkov. V súčasnosti sa k výpočtu danej analýzy využívajú počítačové programy založené na konečno prvkovej báze, ako je napríklad ANSYS, NASTRAN, SolidWorks a iné.

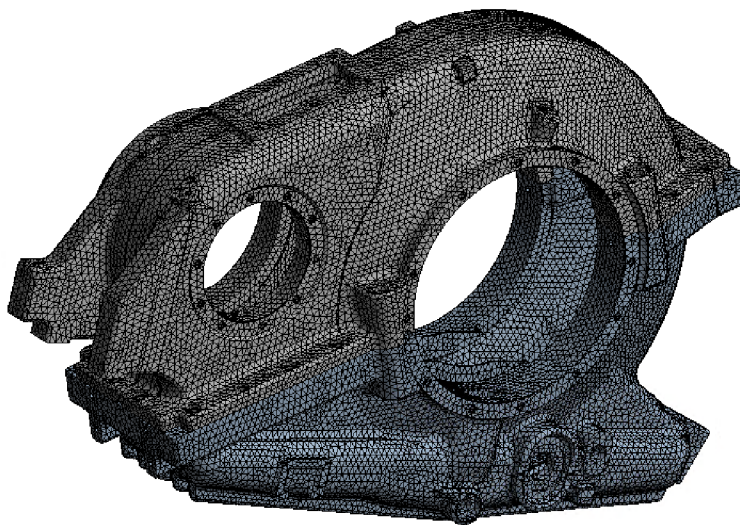
Pri numerickom riešení sa postupuje nasledovne [12]:

- Tvorba 3D modelu v programoch ako je napríklad CAD, Creo Parametric, SolidWorks a iné, kde sa vytvorí geometria skúmaného objektu.
- Zadefinujú sa základné materiálové parametre modelu (hustota, Poissonov pomer, Youngov modul pružnosti, atď.)
- Určia sa jednotlivé okrajové podmienky modelu (charakteristika kontaktov, ukotvenie modelu, väzby, atď.)
- Diskreditácia modelu (tvorba konečno prvkovej siete s definovanou veľkosťou prvkov a ich tvarom). Je nutné brať ohľad na to, že čím jemnejšiu sieť máme, tým je výpočet presnejší, ale výpočtovo náročnejší na čas. Treba teda zvoliť vhodný tvar a veľkosť.
- Zvolí sa vhodný riešiteľ, ktorý obsahuje výpočtový algoritmus pre výpočet vlastných tvarov a frekvencií.
- Exportovanie výsledkov v podobe geometrie, grafov poprípade tabuliek s výsledkami.

Aj napriek tomu, že numerické riešenie modálnej analýzy už v dnešnej dobe je pomerne presné a sme schopný podľa neho predikovať skutočné správanie skúmanej sústavy, nie je možné spoliehať sa len na jeho výsledky. Z tohto dôvodu je mnoho krát doprevádzané ešte aj experimentom na reálnej súčiastke (prototype) a ich výsledky sú následne medzi sebou porovnávané.

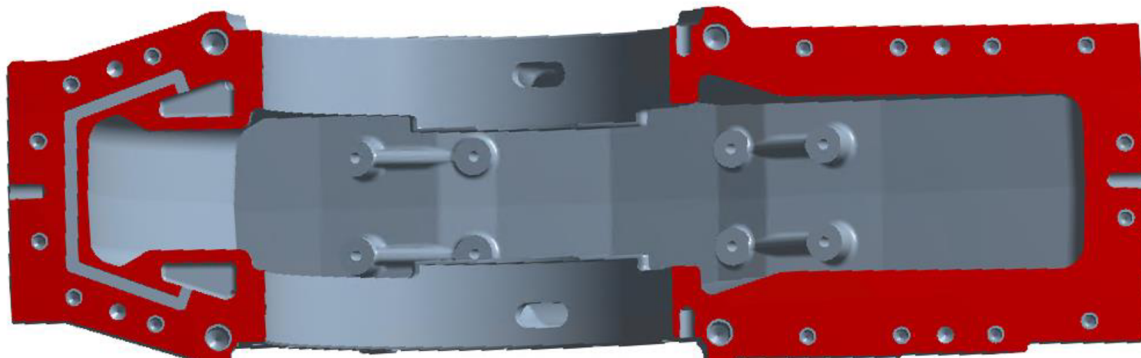
4.2.3 VOĽNÁ MODÁLNA ANALÝZA SKRINE PREVODOVKY

Pri modálnej analýze skrine prevodovky boli použité rovnaké materiálové vlastnosti ako v predchádzajúcom výpočte. V rámci analýzy bola zisťovaná aj citlivosť veľkosti prvkov siete na výsledky (viď príloha I), kde bola nakoniec zvolená sieť s tetraedrickými prvkami o veľkosti 9 mm.

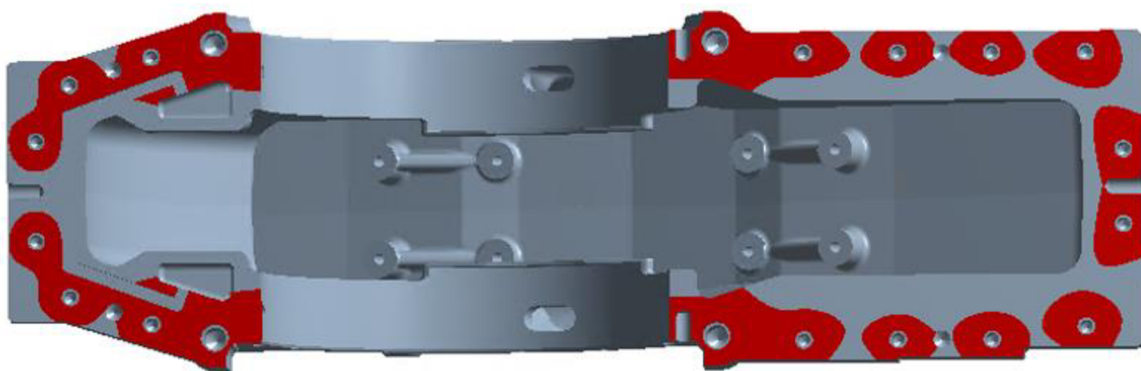


Obrázok 15 Vytvorená sieť

Celkovo boli vypočítané dva varianty voľnej modálnej analýzy. V prvom prípade bola použitá pevná väzba, typu „bonded“ po celej deliacej rovine odliatkov (viď. obrázok č. 16). V druhej variante boli využité výsledky z predchádzajúcej štruktúrálnej analýzy, podľa ktorej bola upravená geometria deliacej roviny tak, aby reprezentovali kontaktný status, ktorý vzniká pri definovaní predpätia jednotlivých spojovacích skrutiek, červeno znázornené plochy na obrázku č. 17.



Obrázok 16 Kontaktná plocha deliacej roviny



Obrázok 17 Upravená plocha deliacej roviny

Nakoľko sa jednalo o voľnú modálnu analýzu neboli na odliatky aplikované žiadne okrajové podmienky. Skúmaný frekvenčný rozsah bol od 0 Hz po 4 kHz. Po výpočte bolo zistených 93 vlastných tvarov a frekvencií. Prvých 6 má nulovú hodnotu poprípade blízku nule, čo spôsobuje chybu numerického riešenia zapríčinená okrajovými podmienkami. Týchto 6 tvarov odpovedá šiestim stupňom voľnosti, 3 reprezentujú natočenia a 3 posuvy.

Nasledujúca tabuľka uvádza porovnanie výsledných frekvenčných hodnôt prvých desiatich nenulových tvarov. Ako je možné vidieť rozdiel medzi jednotlivými hodnotami frekvencií vlastných tvarov nie je až tak veľký, čo je spôsobené relatívne tuhým skrutkovým spojom, ktorým sú odliatky spojené. Aj napriek tomu, že rozdiel nie je tak markantný, bol pri nasledujúcich výpočtoch použitý model s upravenou deliacou plochou, hlavne preto, aby boli dosiahnuté výsledky, ktoré viac odpovedajú skutočnosti. Rovnako tak došlo k skráteniu výpočtového času vzhľadom k tomu, že nebude nutné pri nasledujúcich analýzach prepočítavať štruktúrne vlastnosti modelu. Všetky vlastné frekvencie jednotlivých vypočítaných variant sú znázornené v prílohe číslo II. Tabuľka č. 5 zobrazuje prvých 8 z 93 nenulových tvarov.

Tvar	Upravená plocha [Hz]	Pôvodná plocha [Hz]	Rozdiel [%]
7	404,70	408,82	1
8	501,36	504,44	0,61
9	629,97	637,31	1,15
10	670,26	680,19	1,46
11	697,91	706,44	1,21
12	703,17	712,71	1,34
13	821,85	829,08	0,87
14	835,68	845,17	1,12
15	948,01	961,37	1,39
16	985,07	988,50	0,35

Tabuľka 4 Výsledné frekvencie

Jednotlivé vlastné tvary			
7	404,70 Hz	11	697,91 Hz
8	501,36 Hz	12	703,17 Hz
9	629,97 Hz	13	821,85 Hz
10	670,26 Hz	14	835,68 Hz

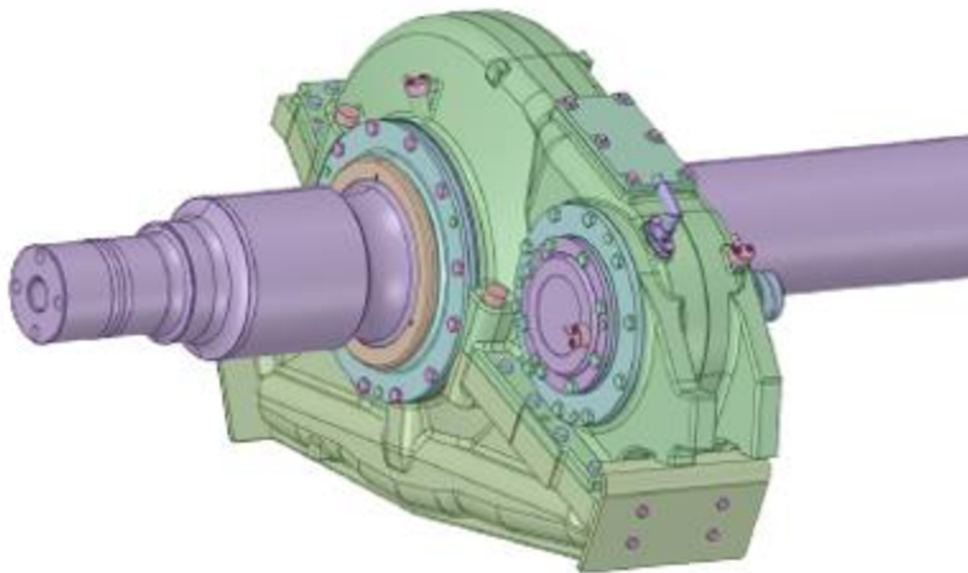
Tabuľka 5 Vlastné tvary

4.2.4 VIAZANÁ MODÁLNA ANALÝZA

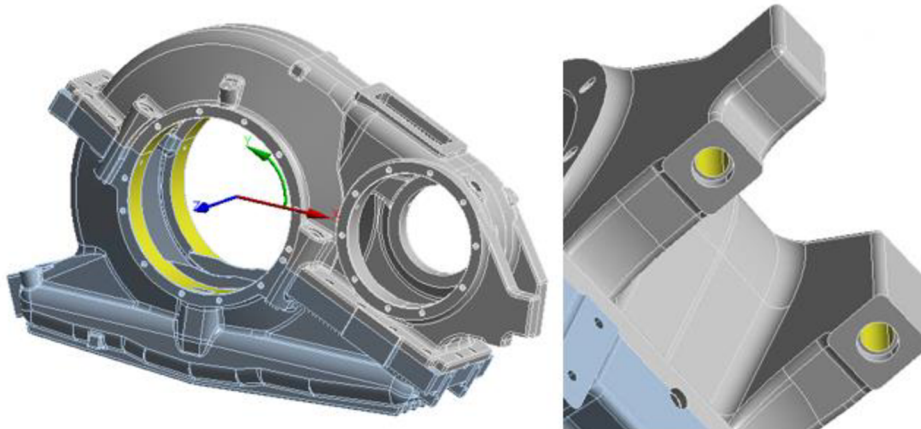
Rozdiel medzi voľnou a viazanou modálnou analýzou spočíva v definícii okrajových podmienok aplikovaných na model. Pri voľnej modálnej analýze nie sú definované okrajové podmienky. Na druhú stranu, pokiaľ je riešená viazaná modálna analýza, je nutné určiť jednotlivé okrajové podmienky v podobe väzieb, ktoré odpovedajú skutočnému uloženiu telesa. [16]

Na základe uloženia modelu vlakovej prevodovky, ktorý je zobrazený na nasledujúcom obrázku, boli na odliatky skrine aplikované okrajové podmienky. Väzby boli aplikované na dosadacie plochy ložísk hriadeľa a na skrutkové spoje nachádzajúce sa v prednej časti odliatku („nose“). V oblasti ložísk bol zamedzený pohyb v radiálnom smere pomocou prvku „displacement“. V už spomínanej prednej časti prevodovky, bol na jednotlivé diery rovnakým spôsobom zamedzený vertikálny pohyb prevodovky tak, aby nenastávala rotácia celej skrine prevodovky. Tieto okrajové podmienky sú zobrazené na obrázku číslo 19.

Po aplikácii týchto podmienok bol opäť spustený výpočet modálnej analýzy a jeho výsledky boli ďalej používané pri výpočtoch. Na rozdiel od voľnej modálnej analýzy je prvých 6 vlastných tvarov nenulových, čo je spôsobené práve definíciou okrajových podmienok aplikovaných na model. Rovnako tak oproti predchádzajúcej analýze bol zistený nižší počet vlastných tvarov súčasti na sledovanom frekvenčnom spektre (0- 4 kHz). Konkrétne je toto číslo nižšie o 15 vlastných tvarov (z pôvodných 93 na 78).



Obrázok 18 Celkový model prevodovky



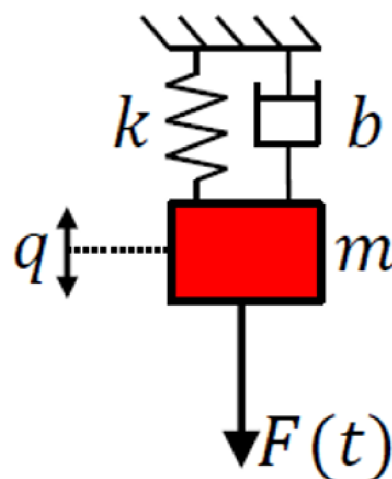
Obrázok 19 Okrajové podmienky

4.3 HARMONICKÁ ANALÝZA

V praxi sa málokedy stáva, že by teleso bolo bez zaťaženia, preto sa skúma jeho správanie pomocou harmonickej analýzy. Na rozdiel od voľnej modálnej analýzy pri výpočte harmonickej skúmame ako sa teleso správa pri zaťažovaní budiacou silou s periodickým priebehom v čase. V tomto prípade výpočtu uvažujeme, že teleso kmitá takzvaným vynúteným tlmeným kmitaním. Poďme si teda rovnako, ako v predchádzajúcom prípade, prejsť jednotlivé postupy, podľa ktorých je možné dosiahnuť výsledky pri riešení harmonickej odozvy sústavy.

4.3.1 ANALYTICKÝ PRÍSTUP RIEŠENIA HARMONICKEJ ANALÝZY

Ako už bolo spomenuté vyššie harmonickej analýza je popísaná vynúteným tlmeným kmitaním sústavy. Opäť si predstavíme tento postup na sústave s jedným stupňom voľnosti (viď. obrázok 20), ktorý sme mali možnosť vidieť aj v predchádzajúcom prípade modálnej analýzy, kde bolo rozoberané voľné netlmené kmitanie.[5]



Obrázok 20 Sústava s jedným stupňom voľnosti [15]

Pohybová rovnica popisujúca kmitanie sústavy ma v tomto prípade plný tvar [3].

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = F(t) \quad (4.4)$$

Kde m [kg] predstavuje hmotnosť, b [N.s/m] tlmenie sústavy, k [N/m] tuhosť sústavy, F [N] budiacu silu, q [m] výchylku, \dot{q} [m/s] rýchlosť a \ddot{q} [m/s²] zrýchlenie sústavy.

Pričom budiaca sila je periodicky premenlivá v čase a je možné ju definovať podľa nasledujúcej funkcie:

$$F = F_m \cdot \sin(\omega t) \quad (4.5)$$

F_m [N] predstavuje veľkosť sily, ω [rad/s] je uhlová rýchlosť a t [s] označuje časovú závislosť [3].

K výpočtu vlastnej frekvencie je nutné definovať súčiniteľ doznievania kmitania [rad/s], ktorý definujeme ako

$$\delta = \frac{b}{2m} \quad (4.6)$$

Vlastná frekvencia tlmeného kmitania [rad/s] je vyjadrená nasledovne:

$$\Omega_{tl} = \sqrt{\Omega^2 + \delta^2} \quad (4.7)$$

Kde Ω je vlastná frekvencia netlmeného systému a je definovaná rovnako ako v predchádzajúcej podkapitole :

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.8)$$

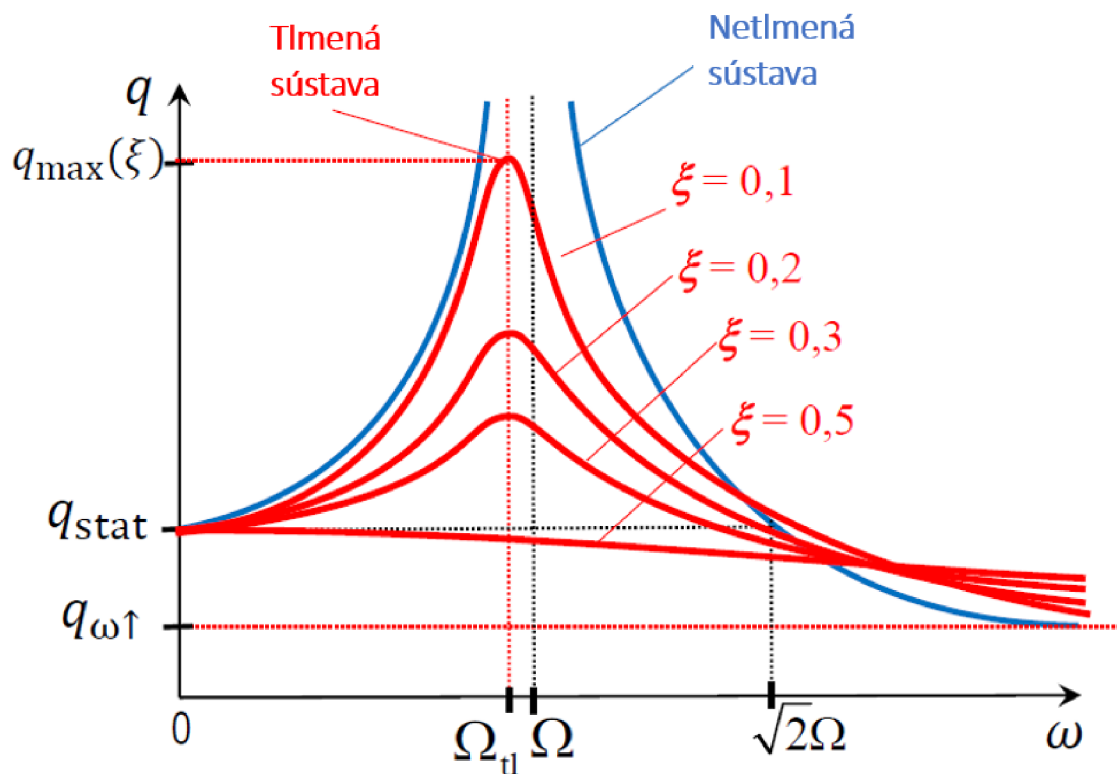
Vo výpočte vlastnej frekvencie hrá hodnota tlmenia materiálu veľkú rolu. Jeho vplyv je možné vidieť na obrázku 21, kde je znázornená amplitúdovo frekvenčná charakteristika vynúteného tlmeného kmitania sústavy s jedným stupňom voľnosti [17].

Na obrázku je tlmenie charakterizované pomocou pomerného tlmenia, ktoré môžeme vyjadriť ako:

$$\xi = \frac{b}{b_{kr}} \quad (4.9)$$

kde b_{kr} [N.s/m] predstavuje kritické tlmenie, ktoré je vyjadrené pomocou tuhosti sústavy a jej hmotnosti nasledovne:

$$b_{kr} = \sqrt{4 \cdot k \cdot m} \quad (4.10)$$



$$\Omega > \Omega_{tl}$$

$$q_{stat} > q_{\omega \uparrow} \text{ pro } \omega \gg \Omega$$

$$q_{max} \gg q_{stat}$$

Obrázok 21 Amplitúdovo frekvenčná charakteristika [17]

Analogicky, ako v predchádzajúcom prípade, je možné tento postup aplikovať na sústavu, ktorá má viac ako jeden stupeň voľnosti. Základný maticový zápis pohybovej rovnice sústavy je [17]

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Kq = F \quad (4.11)$$

kde M je symetrická štvorcová matica hmotnosti, B symetrická matica tlmenia a K je symetrická diagonálna matica tuhosti a q, \dot{q}, \ddot{q} predstavujú vektory výchylky, rýchlosti a zrýchlenia sústavy [17].

4.3.2 NUMERICKÉ RIEŠENIE HARMONICKEJ ANALÝZY

Zostavenie výpočtového modelu harmonickej analýzy je obdobné ako v prípade modálnej analýzy (kap. 4.2.2), rozlišuje sa však v niekoľkých bodoch:

- Definovanie jednotlivých silových účinkov včetně pôsobiska a veľkosti
- Určenie okrajových podmienok
- Definovanie hodnoty tlmenia materiálu

Pri výpočte harmonickej analýzy existujú dva prístupy podľa, ktorých môžeme postupovať, je to metóda modálnej superpozície, u ktorej je tlmenie sústavy definované pomocou pomerného

súčiniteľa tlmenia a takzvaná plná výpočtová metóda, kde je tlmenia definované pomocou Reyleighových koeficientov.

PLNÁ (PRIAMA) METÓDA

Pri tomto prístupe sa určovanie odozvy prevádza pomocou priameho výpočtu pohybovej rovnice, a to pre každú skúmanú frekvenciu zvlášť. Nevýhodou tejto metódy je výrazné zväčšenie výpočtového času, avšak v pomere s kvalitou získaných výsledkov je to zanedbateľné. Pri použití priamej metódy totižto získame odozvy vo všetkých bodov štruktúry [19].

Ako už bolo vyššie zmienené, pri použití plnej metódy je tlmenie sústavy definované pomocou proporcionálneho tlmenia. Toto tlmenie je definované ako lineárna kombinácia matíc tuhosti a hmotnosti nasledujúcim vzťahom [20]:

$$B = \alpha M + \beta K \quad (4.12)$$

kde α reprezentuje útlm úmerný rýchlosti posunutia a koeficient β je úmerný rýchlosti deformácie.

Obe tieto konštanty je možné odvodiť zo znalosti dvoch vlastných frekvencií a k nim pripadajúcim pomerným útlmom. Postupnými úpravami sa dostaneme k sústave algebrických rovníc s dvomi neznámymi [20]:

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\Omega_1} & \Omega_1 \\ \Omega_1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\xi_1 \\ 2\xi_2 \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

kde Ω_1 a Ω_2 sú vypočítané vlastné frekvencie systému a ξ_1, ξ_2 sú požadované hodnoty pomerného tlmenia sústavy.

Tento prístup je efektívny pre výpočet jednoduchých prípadov, kedy sú skúmané odozvy štruktúry pri dvoch vlastných frekvenciách, poprípade je skúmaných viacero frekvencií, ktoré majú podobný pomerný súčiniteľ tlmenia. Koeficient α bežne nadobúda hodnôt 1-10 a β približne $1-10^{-4}$ [8].

MODÁLNA SUPERPOZÍCIA

Princíp modálnej superpozície spočíva vo využití výsledkov predošlej modálnej analýzy naprieč skúmaným frekvenčným spektrom. Je teda nutné pred samotnou harmonickou analýzou vynaložiť čas na prípravu a výpočet modálnej analýzy. Tento čas sa nám však vráti v podobe rýchlejšieho vyriešenia frekvenčnej odozvy, ktorý je podstatne kratší a je pomocou neho možné riešiť širšie frekvenčné spektrum. Hlavnou výhodou tohto prístupu je možnosť počítať viacere frekvenčné odozvy s rôznymi silovými účinkami aplikovanými na skúmanú sústavu bez toho, aby sme museli nanovo počítať modálnu analýzu či odozvu štruktúry. [19]

Princíp modálnej superpozície popisuje tlmenie sústavy pomocou pomerného súčiniteľa tlmenia. Jedná sa o najjednoduchšiu formu popisu tlmenia [8]. Je vyjadrené pomocou pomeru tlmenia štruktúry b_ξ a kritickej hodnoty tlmenia b_{kr} . Vzťah je podľa [20] popísaný nasledovne:

$$b_{\xi} = \xi \cdot b_{kr} = \xi \cdot \sqrt{4km} \quad (4.14)$$

V sústave s jedným stupňom voľnosti sa jedná o tlenie, kedy sa po vychýlení sústava vracia do svojej rovnovážnej polohy najrýchlejším možným spôsobom bez toho, aby došlo k oscilácii. Rovnako platí, že vlastná frekvencia nastávajúca pri kritickom tlení je rovná nule. U dielov zhotovených z ocele a liatiny sa hodnoty pomerného tlenia bežne pohybujú v rozmedzí 0-2% [8].

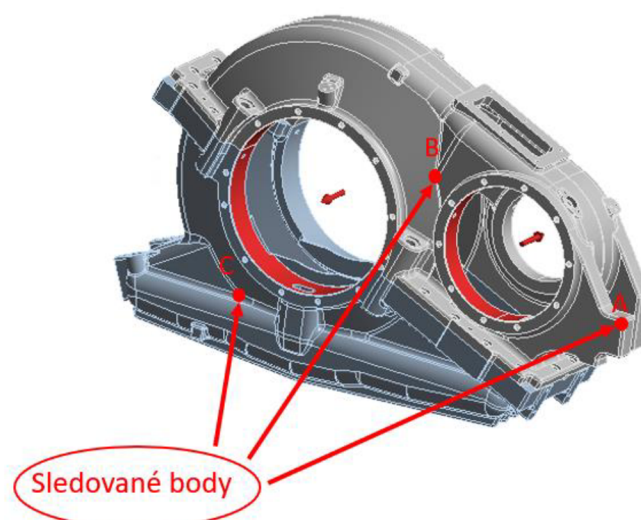
Tento prístup bol aplikovaný pri výpočte modelu skrine prevodovky, ktorý bol skúmaný v rámci tejto práce.

4.3.3 HARMONICKÁ ANALÝZA SKRINE PREVODOVKY

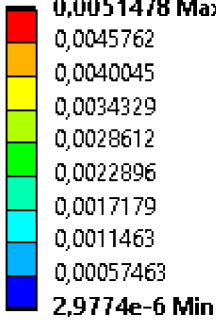
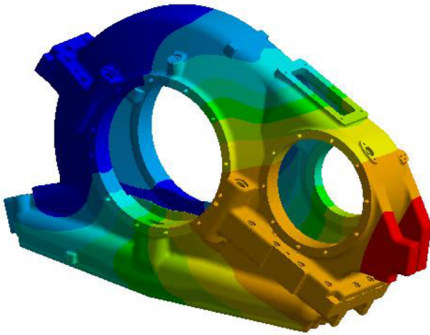
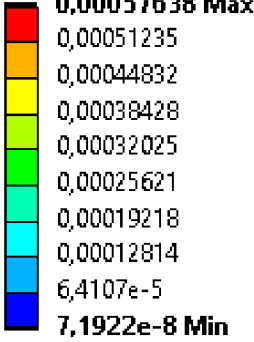
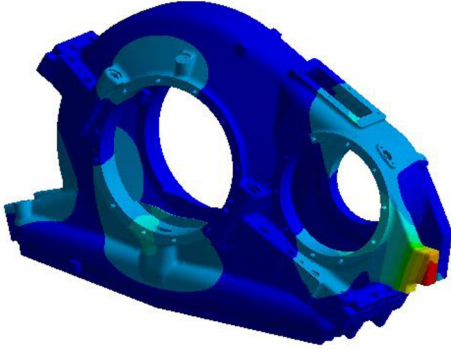
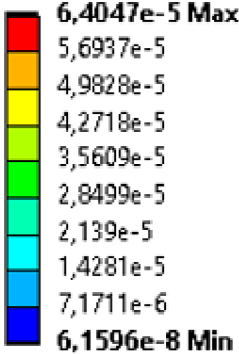
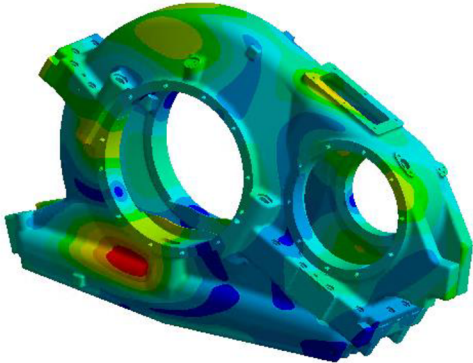
Na základe výsledkov z predchádzajúcej modálnej analýzy boli zvolené 3 vlastné tvary, ktoré boli ďalej skúmané v harmonickej analýze. Jednotlivé tvary boli vybrané podľa veľkosti vybudovaných plôch a maximálnych výchyliek. Konkrétne sa jedná o 1., 13. a 27 tvar a k nim prislúchajúce frekvencie 216 Hz, 1136 Hz a 1979 Hz. Frekvenčný rozsah analýzy pre skúmané vlastné módy bol určený na 20 Hz, 10 Hz pod a 10 Hz nad skúmanú frekvenciu. Intervaly boli rozdelené rovnomerným krokom 1 Hz. Ich príslušné vlastné tvary a skúmané intervaly zobrazuje tabuľka číslo 6.

Parametre modelu boli použité rovnaké ako v predchádzajúcich analýzach. Keďže bola analýza riešená pomocou metódy modálnej superpozície, bolo tlenie štruktúry definované pomocou pomerného súčiniteľa tlenia. Jeho hodnota bola zvolená 2%.

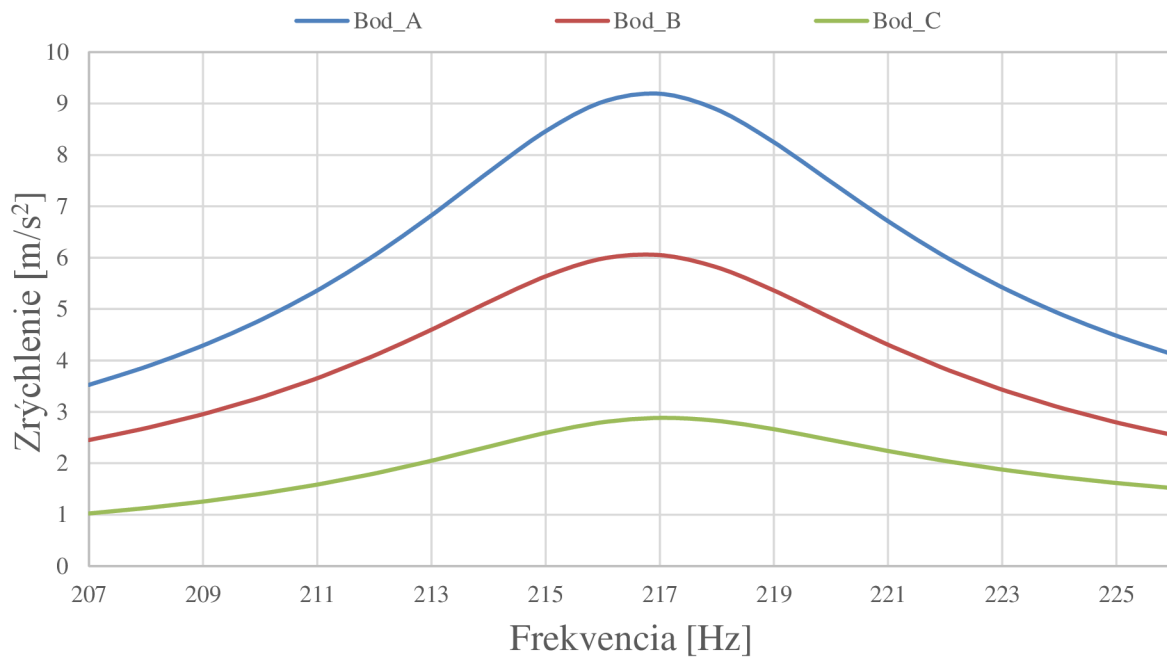
Na model skrine bol aplikovaný silový účinok v podobe silovej dvojice, ktorý bol definovaný na vnútornú plochu príruby pre upevnenie ložísk, a to v axiálnom smere. Veľkosť sily bola zvolená 30 N a je konštantná po celej dĺžke. Počas analýzy boli skúmané zrýchlenia troch zvolených bodov (viď obr. 22), ktoré boli umiestnené na základe predchádzajúcej modálnej analýzy do oblasti najväčšej deformácie štruktúry. Dané zrýchlenia jednotlivých bodov boli skúmané v smere zhodnom so smerom pôsobenia aplikovanej silovej dvojice. Výsledky skúmaných parametrov sú zobrazené na obrázkoch 23, 24 a 25, ktoré predstavujú závislosť zrýchlenia na frekvencii.



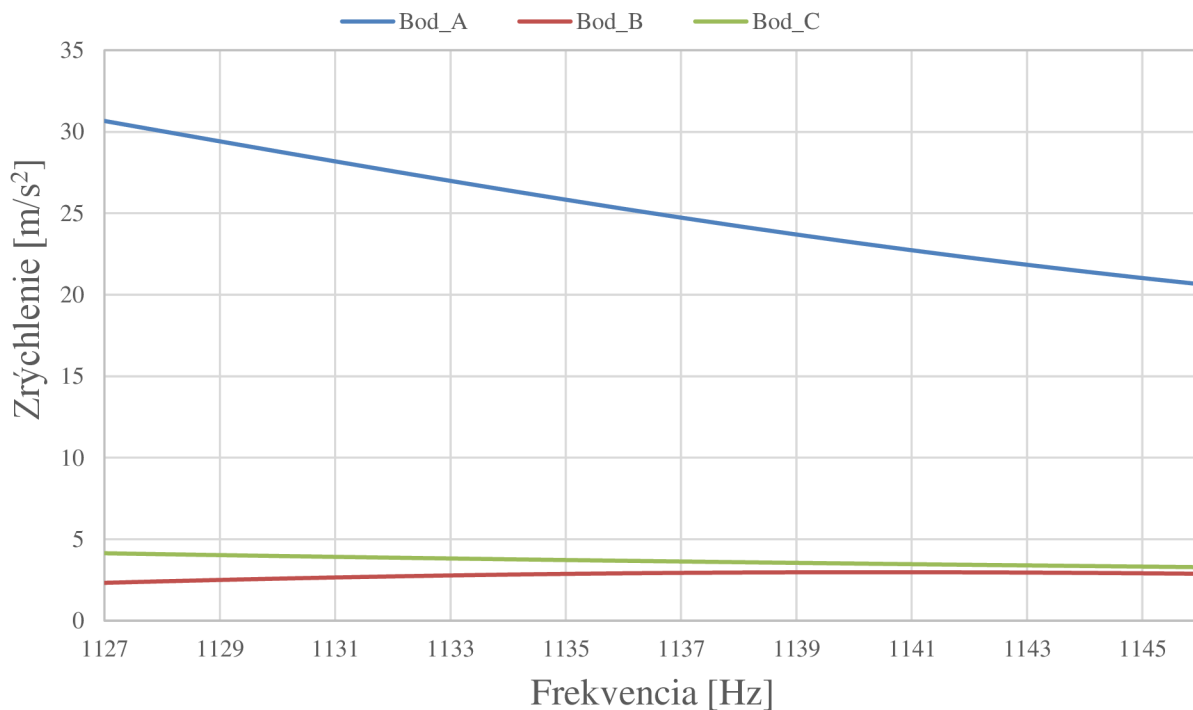
Obrázok 22 Aplikované silové pôsobenie a sledované body

Skúmaná frekvencia	Zvolený interval
216 Hz	206-216 Hz
 <p>0,0051478 Max 0,0045762 0,0040045 0,0034329 0,0028612 0,0022896 0,0017179 0,0011463 0,00057463 2,9774e-6 Min</p>	
1136 Hz	1126-1146 Hz
 <p>0,00057638 Max 0,00051235 0,00044832 0,00038428 0,00032025 0,00025621 0,00019218 0,00012814 6,4107e-5 7,1922e-8 Min</p>	
1979 Hz	1969-1989 Hz
 <p>6,4047e-5 Max 5,6937e-5 4,9828e-5 4,2718e-5 3,5609e-5 2,8499e-5 2,139e-5 1,4281e-5 7,1711e-6 6,1596e-8 Min</p>	

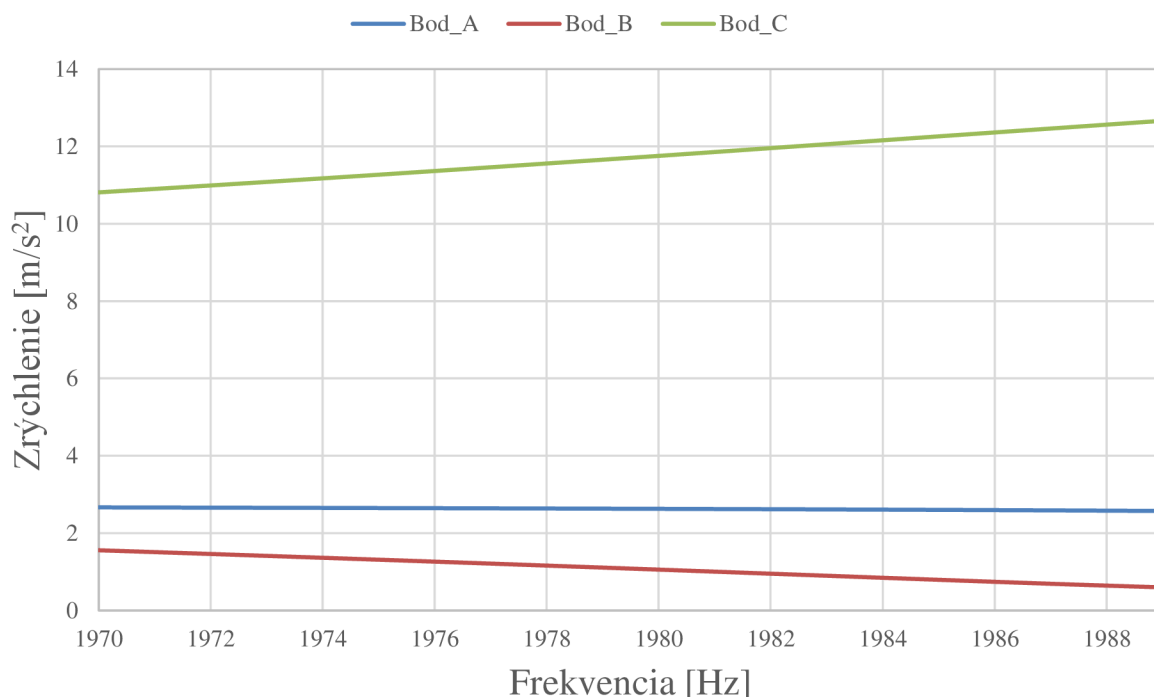
Tabuľka 6 Skúmané frekvencie a intervaly



Obrázok 23 Závislosť zrýchlenia na frekvencii- pre frekvenciu 216 Hz



Obrázok 24 Závislosť zrýchlenia na frekvencii- pre frekvenciu 1136 Hz



Obrázok 25 Závislosť zrýchlenia na frekvencii- pre frekvenciu 1979 Hz

V prípade prvého sledovaného intervalu (obrázok 23) je vidieť klasický priebeh rezonančného úseku, pričom je z priebehu zrýchlenia jednotlivých bodov možné jasne určiť frekvenciu, pri ktorej nastáva rezonancia (216 Hz). Priebeh zrýchlení má u všetkých troch sledovaných bodov rovnaký tvar a rozlišujú sa len vo veľkostiach, pričom najväčšie odpovedá oblasti v okolí bodu A.

Druhý z grafov predstavuje skúmaný interval odpovedajúci trinástemu vlastnému tvaru. Tu je možné sledovať, že v oblasti bodu A dochádza k spomaleniu, kdežto v oblasti bodu B k miernemu rastu rýchlosti deformácie. Posledný zo sledovaných bodov, bod C, má približne konštantné zrýchlenie, čo znamená, že je v danej oblasti konštantná rýchlosť deformácie skúmanej plochy.

Tretí sledovaný interval (obrázok 25) má oproti tomu predchádzajúcemu opačnú situáciu. V oblasti bodu A dochádza k ustáleniu deformácie, teda rýchlosť deformácie je konštantná. Naopak v oblasti C dochádza k nárastu zrýchlenia a zvyšovaniu deformácie sledovaného sektoru. U bodu B nastáva jej spomalenie.

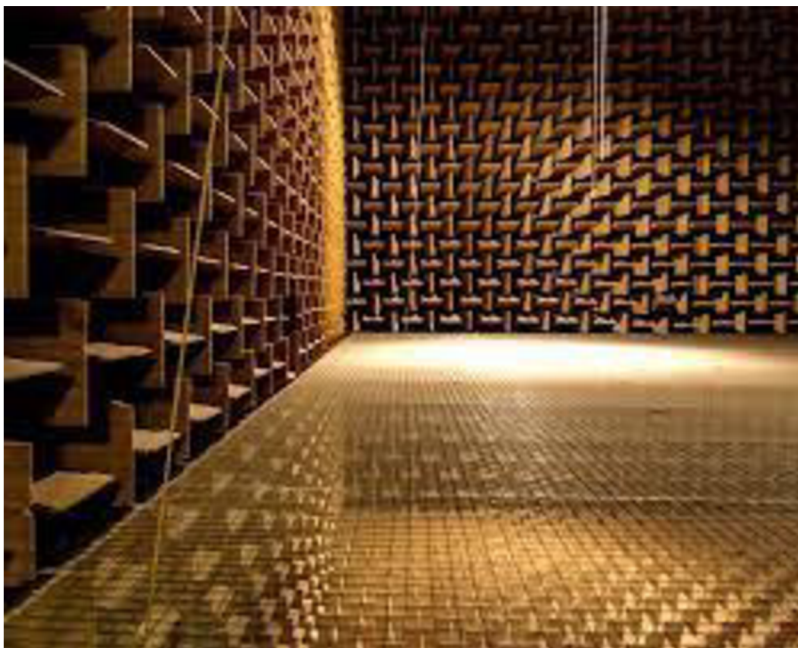
4.4 AKUSTICKÁ ANALÝZA

Akustická analýza slúži k definovaniu zvukových prejavov štruktúry, ktoré vznikajú za prevádzky nejakej súčiastky. Vyhodnocuje sa pomocou akustického tlaku, poprípade pomocou jednotlivých hladín akustického tlaku [3]. V praxi sa k určovaniu akustických prejavov najčastejšie používajú dva základné prístupy. Prvým je priame laboratórne meranie, ktoré je presné a umožňuje zistiť hodnoty akustického tlaku a intenzity na už reálnych súčiastkach alebo

strojoch. Druhý spôsob pozostáva z numerickej akustickej analýzy, kde je možnosť definovať akustické prejavy na modeloch, ktoré sú ešte vo fáze návrhov, teda je možné ich na základe výsledkov analýzy ešte konštrukčne upraviť. Výsledky tohto prístupu je však nutné na záver otestovať na reálnom prototypu. Výhodou tohto prístupu je zabezpečenie opakovateľnosti výpočtu a podmienok.[7]

4.4.1 EXPERIMENTÁLNA AKUSTICKÁ ANALÝZA

Meranie zvukových prejavov prebieha v špeciálne upravených miestnostiach, ktoré nazývame bezdozvukové komory („anechoic chamber“). Jednu z takýchto komôr zobrazuje obrázok č. 26. Steny a strop komôr sú obložené takzvanými akustickými klinmi, ktoré sú vyrobené z vysoko absorpčného materiálu tak, aby minimalizovali odrazy zvukových vln. [3]

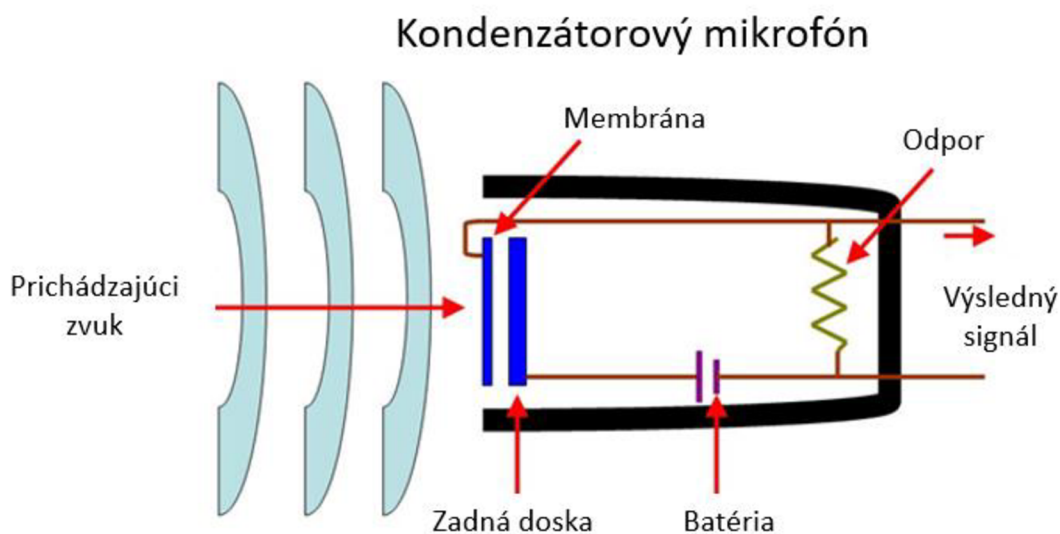


Obrázok 26 Bezdozvuková komora [21]

Samotné meranie okrem komory vyžaduje meracie prístroje označované ako zvukomery. Sú to elektrické zariadenia určené na meranie neelektrickej veličiny, ktorou je už spomínaný akustický tlak. Medzi najpoužívanejšie patria mikrofóny a zvukomery.[7]

MIKROFÓN

Existujú tri základné typy mikrofónov, ktoré sú citlivé na zmenu tlaku a používajú sa na meranie akustického prejavu: keramické mikrofóny, štandardné kondenzátorové mikrofóny a elektrické kondenzátorové mikrofóny. Pre široko frekvenčné meranie sa najčastejšie používajú kondenzátorové mikrofóny (obr. 27), ktoré nám umožňujú presné meranie aj v extrémnych teplotných podmienkach. [3]



Obrázok 27 Kondenzátorový mikrofón [22]

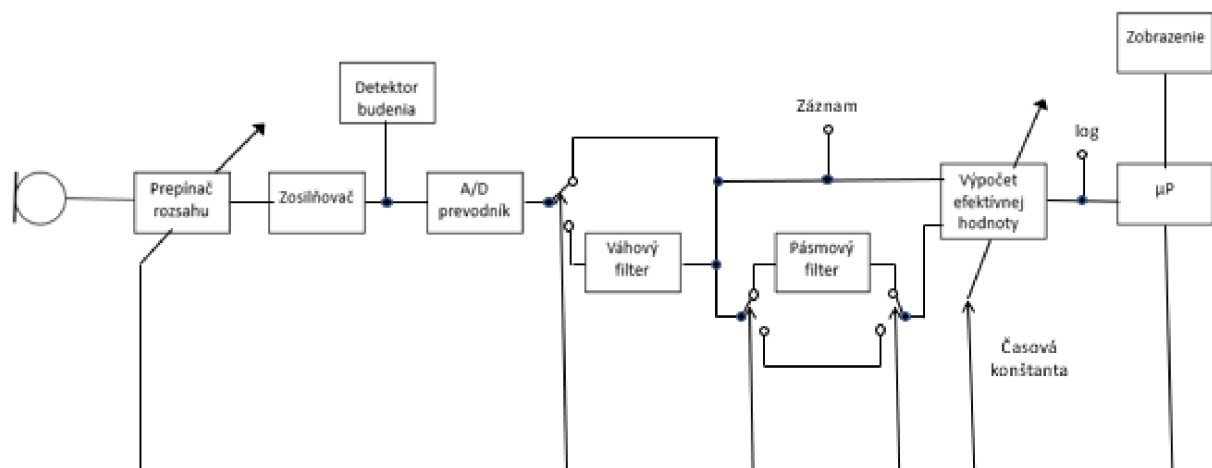
Jeho dôležitou súčasťou je membrána, ktorá je napnutá nad pevnou elektródou. Membrána spolu s touto doskou tvoria vzduchový doskový kondenzátor. Vplyvom zmeny tlaku pôsobiaceho na membránu dochádza k jej prehybaniu, čo spôsobuje zmenu kapacity kondenzátora. Na kondenzátor je zvyčajne napojené polarizačné zariadenie, ktorého funkciou je zaznamenávať zmeny kapacity kondenzátora a prevádzať ich na zmeny napätia, ktoré sú úmerné zmenám akustického tlaku pôsobiaceho na membránu mikrofónu.[7]

Za mikrofónom je umiestnený zosilňovač, ktorého úlohou je prevod mikrofónovej impedancie z vysokej na nízku tak, aby nedochádzalo k skresleniu nameraného signálu pri vedení vodičmi.[3]

Rozlišujeme viaceré druhy kondenzátorových mikrofónov. Rozdeľujeme ich hlavne podľa použitia, na mikrofóny pre voľné pole, ktoré sú určené na prijímanie zvuku prichádzajúceho z jedného smeru. Ďalej sú to mikrofóny tlakové a v neposlednej rade mikrofóny difúzne, ktoré sú schopné rovnako vyhodnocovať zvuk prichádzajúci zo všetkých strán.[7]

ZVUKOMERY

Zvukomer je zariadenie, ktoré umožňuje objektívne vyhodnocovať signál vo forme hladín zvuku (viď obr.28). Spracovanie zvuku môže byť analógové alebo digitálne, a to pomocou číslicového prevodníku, ktorý je ich súčasťou. Väčšina moderných zvukomerov spracováva signál digitálne. Pomocou filtrácie umožňuje potlačiť časti signálu, ktoré sú mimo skúmané frekvenčné spektrum. Okrem toho je dnes možné v nich vyhodnotiť aj maximálnu a ekvivalentnú hladinu zvuku. Pokiaľ prístroje umožňujú súčasne previesť aj analýzy zvuku nazývame ich zvukové analyzátory. Takto spracovaný signál je ďalej distribuovaný, najčastejšie cez káble do počítaču, kde je možné ho ďalej spracovávať a vyhodnocovať. Na spracovanie takto pripraveného signálu existujú rôzne programy. Medzi najznámejšie komerčne využívané programy patria napríklad MATLAB alebo Actran. [7]



Obrázok 28 Schéma integrálneho zvukomeru [21]

4.4.2 NUMERICKÉ RIEŠENIE AKUSTICKEJ ANALÝZY

Rovnako ako v predchádzajúcich analýzach je pri numerickom riešení akustickej analýzy nutné vytvoriť model, ktorý pozostáva z nasledujúcich častí:

- Tvorba 3D modelu v programoch ako je napríklad CAD, Creo Parametric, SolidWorks a iné, kde sa vytvorí geometria skúmaného objektu.
- Je nutné pri tvorbe modelu zadefinovať vzduchový priestor, v ktorom budú skúmané akustické prejavy súčiastky
- Zadefinujú sa základné materiálové parametre modelu (hustota, Poissonov pomer, Youngov modul pružnosti, rýchlosť šírenia zvuku, atď.)
- Určia sa jednotlivé okrajové podmienky modelu (charakteristika kontaktov, ukotvenie modelu, väzby, atď.)
- Diskreditácia modelu (tvorba konečno prvkovej siete s definovanou veľkosťou prvkov a ich tvarom).
- Rovnako je nutné definovať rýchlosti a zrýchlenia jednotlivých plôch modelu (tieto parametre získame z predchádzajúcej harmonickej analýzy)
- Určia sa hranice fyzického a akustického prostredia a určí sa priestor, ktorý chceme skúmať (vzduchový priestor okolo súčiastky)

Na takto pripravený model je následne možné aplikovať vhodný riešiteľ, pomocou ktorého sme schopný vypočítať jednotlivé požadované parametre. Výsledky sú rovnako ako v predchádzajúcich analýzach spracované v podobe tabuliek, grafov alebo geometrických vizualizácií.

4.4.3 AKUSTICKÁ ANALÝZA SKRINE PREVODOVKY

Pri riešení akustickej analýzy bol použitý rovnaký model skrine prevodovky ako v predchádzajúcich výpočtoch, ktorého vlastnosti sú popísané v podkapitole 4.1. Na rozdiel od predchádzajúcich analýz bol okolo modelu vytvorený vzduchový priestor, ktorý predstavuje skúmanú oblasť akustických prejavov. Toto pole bolo vytvorené vo vzdialenosti 500 mm od povrchu skrine a je guľového tvaru (viď obr. 29). Rovnako tak boli zadané vlastnosti tohoto priestoru (tab. 7).



Obrázok 29 Model akustickej analýzy

Názov parametru	Hodnota
Hustota	1,225 kg/m ³
Rýchlosť zvuku	346,25 m/s

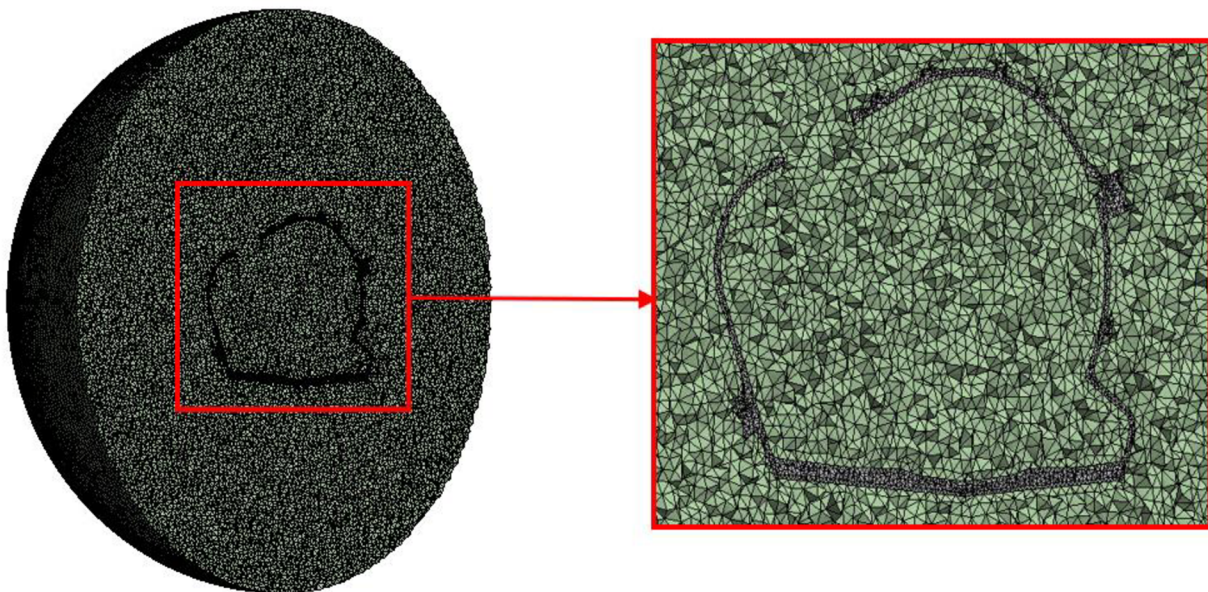
Tabuľka 7 Vlastnosti vzduchu

Následne bol celý model zdiskreditovaný tetraedrickými prvkami, kde u skrine prevodovky sa jednalo o prvky s veľkosťou 9 mm (obr. 30). Veľkosť elementov vzduchového priestoru bola určená tak, aby bola zabezpečená konvergencia výpočtu a zároveň, aby spĺňovala podmienku najmenej 6 elementov na vlnovú dĺžku zvuku pri najvyššej frekvencii. Výpočet veľkosti elementov je popísaný nasledovne [23]:

$$L = \frac{1}{6} \cdot \frac{c}{f} \quad (4.15)$$

kde L [m] predstavuje veľkosť hrany elementu, f [Hz] hodnotu maximálnej skúmanej frekvencie a c [m/s] rýchlosť zvuku vo vzduchu.

Po dosadení rýchlosti zvuku definovanej v tab.7 a maximálnej skúmanej frekvencii, ktorá je rovná 1989 Hz bolo zistené, že maximálna veľkosť hrany prvku pre dosiahnutie požadovaných parametrov je 29 mm. V rámci výpočtu bola teda zvolená veľkosť konečno prvkovej siete pre vzduchový priestor o veľkosti 22 mm. Rovnako ako pri sieti skrine prevodovky boli použité tetraedrické prvky.



Obrázok 30 Vytvorená konečno prvková sieť

Celkovo boli skúmané 3 frekvenčné intervaly, ktoré sú zhodné s tými z harmonickej analýzy (kap. 4.3.3 tab.6). Ich rozsah je 20 Hz, pričom bol použitý rovnomerný krok 2 Hz. Pri výpočte boli použité výsledky z predchádzajúcej harmonickej analýzy. Konkrétne sa jedná o rýchlosti jednotlivých plôch skrine prevodovky, ktoré vznikli pri pôsobení zaťaženia silovou dvojicou. V rámci akustickej analýzy bol skúmaný akustický tlak a jednotlivé hladiny akustického tlaku, ktoré vznikajú pri zaťažení skrine prevodovky.

G: Harmonic Acoustics

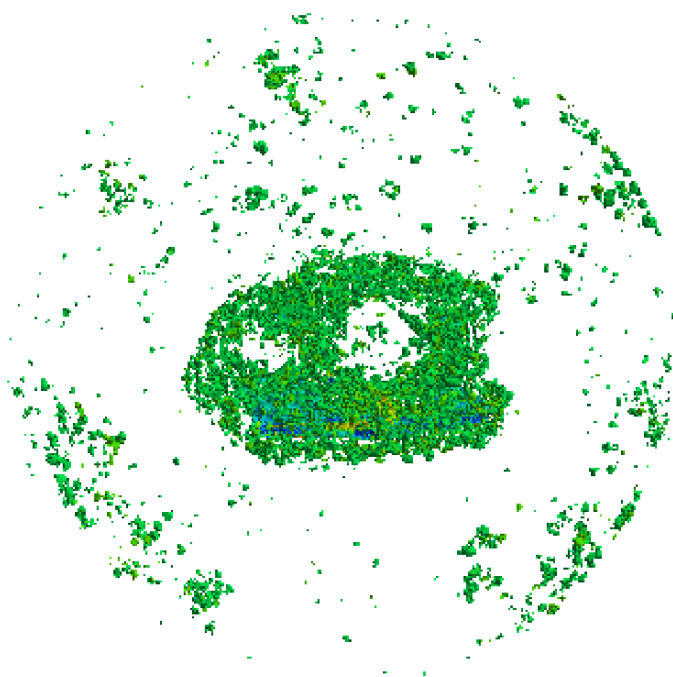
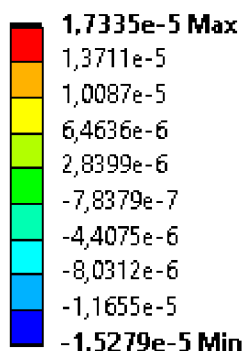
Acoustic Pressure

Type: Acoustic Pressure

Frequency: 216, Hz

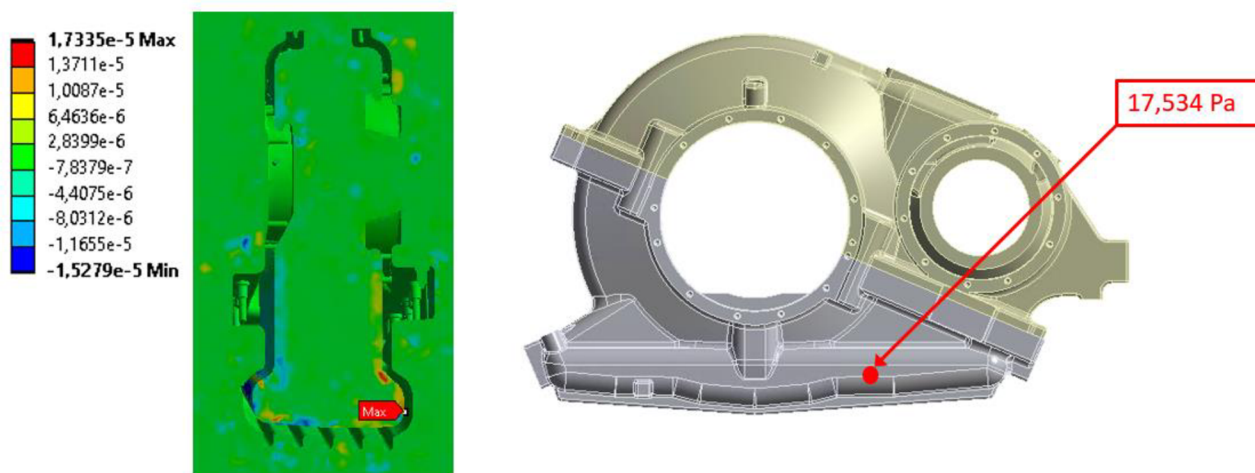
Sweeping Phase: 0, °

Unit: MPa



Obrázok 31 Akustický tlak pri frekvencii 216 Hz

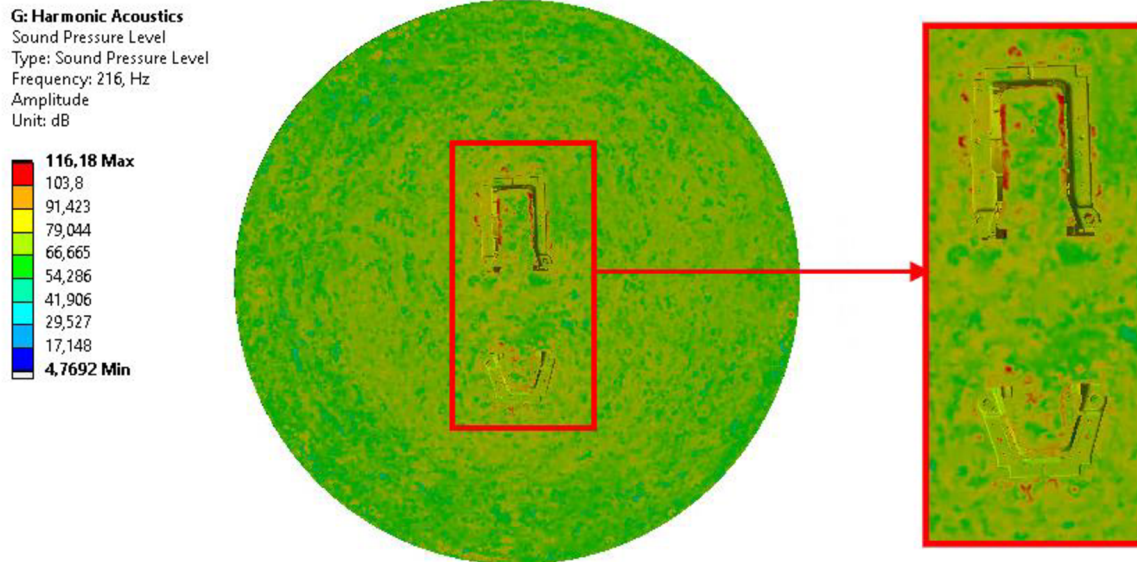
Na obrázku 31 je znázornené pomocou iso-plôch pôsobenie akustického tlaku v skúmanom okolí skrine prevodovky, ktorý vzniká pri frekvencii 216 Hz. Ako je možné vidieť na obrázku akustický tlak klesá so zväčšujúcou sa vzdialenosťou od zdroja (skrine). Väčšina hodnôt skúmaného prostredia sa pohybuje v intervale približne 0-2,84 Pa (zeleno sfarbené pole) Jeho maximálna hodnota je 17,534 Pa a je znázornená na nasledujúcom obrázku spolu s jej lokalizáciou na modeli.



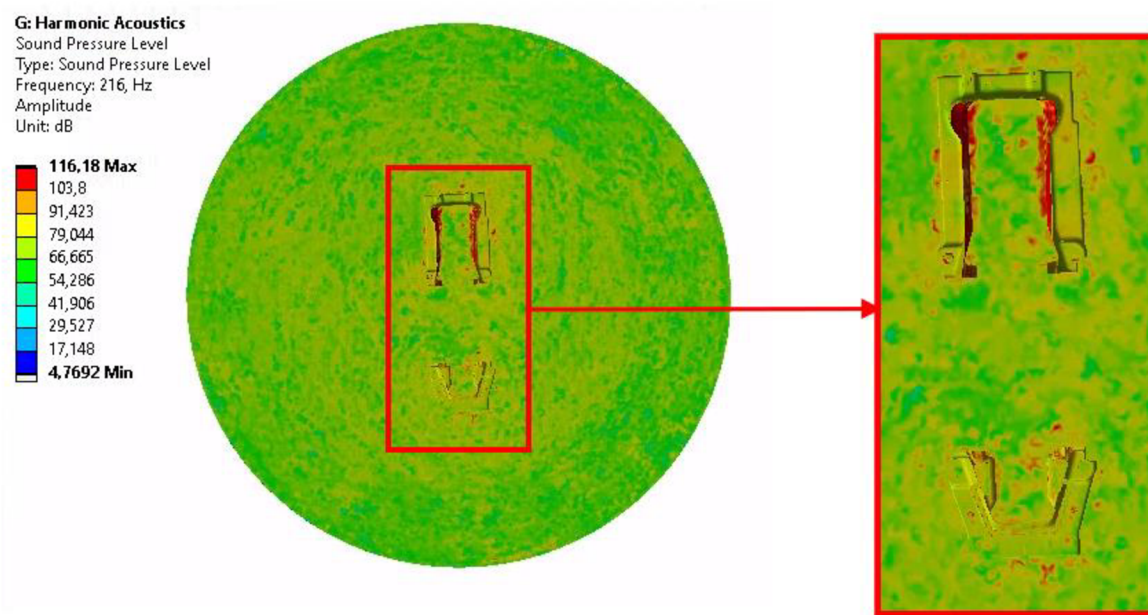
Obrázok 32 Maximálna hodnota akustického tlaku pri frekvencii 216 Hz

Pri pôsobení silovej dvojice, ktorou je prevodovka zaťažovaná vznikajú vibrácie, ktoré spôsobujú osciláciu tlaku voči jeho referenčnej hodnote. Pri jednotlivých kmitoch teda nastáva k vzniku pretlaku a podtlaku, čo má za následok nadobúdanie kladných a záporných hodnôt akustického tlaku.

Obdobný priebeh bol zaznamenaný aj pri vyhodnotení hladín akustického tlaku, ktorý je znázornený na obrázkoch č. 33 a 34. Kde obrázok 33 zobrazuje oblasť maximálnej hladiny akustického tlaku. V tomto prípade dosahujeme maximálnych hodnôt približne 116 dB. Tieto hodnoty sa nachádzajú v blízkom okolí sien odliatkov skrine prevodovky. Väčšinou sa však pohybujeme v hladinách s rozpätím od 55 do 70 dB, pričom opäť platí, že čím ďalej od zdroja sa nachádzame, tým nižšia je ich hodnota.

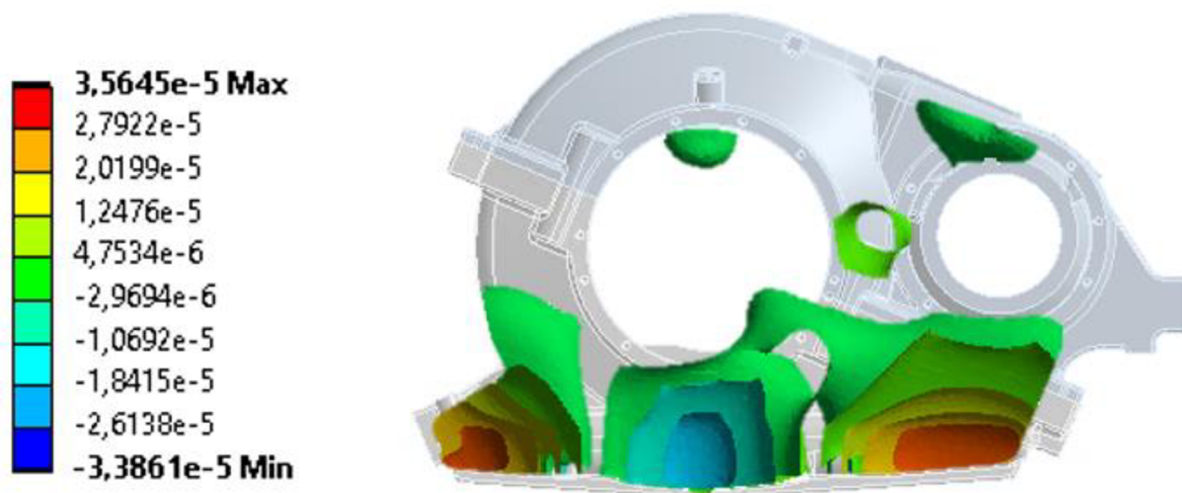


Obrázok 33 Hladina akustického tlaku pri frekvencii 216 Hz- rez v oblasti deliacej roviny

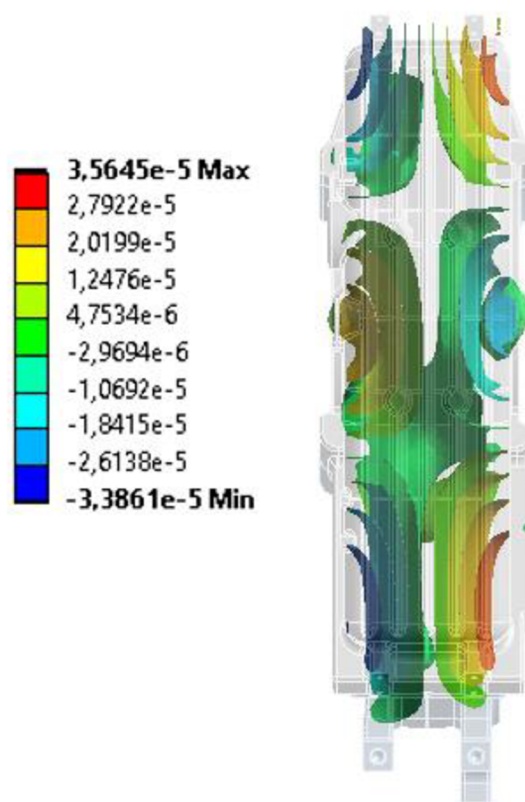


Obrázok 34 Hladina akustického tlaku pri frekvencii 216 Hz

Na obrázku 35 je zobrazený priebeh akustického tlaku, ktorý vzniká pri budení štruktúry frekvenciou o veľkosti 1136 Hz. Prejavy akustického tlaku sú sústredené v dolnej polovici odliatku skrine prevodovky, pričom ich extrémne hodnoty sú situované v rohových oblastiach odliatku. Maximálna hodnota akustického tlaku je v tomto prípade rovná 35,645 Pa a je vyobrazená na obrázku 36.

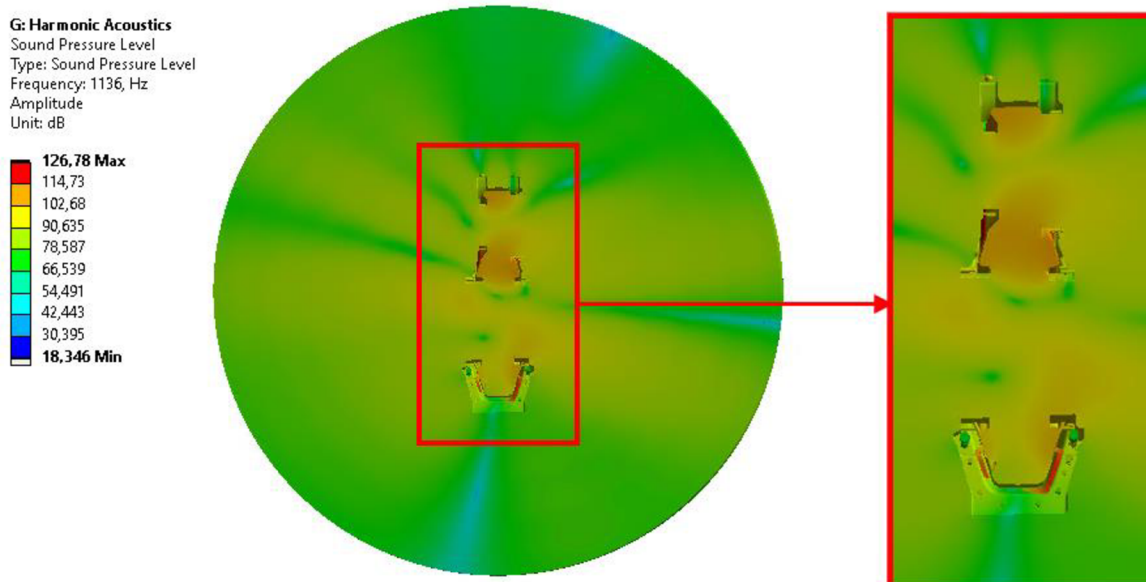


Obrázok 35 Akustický tlak pri frekvencii 1136 Hz

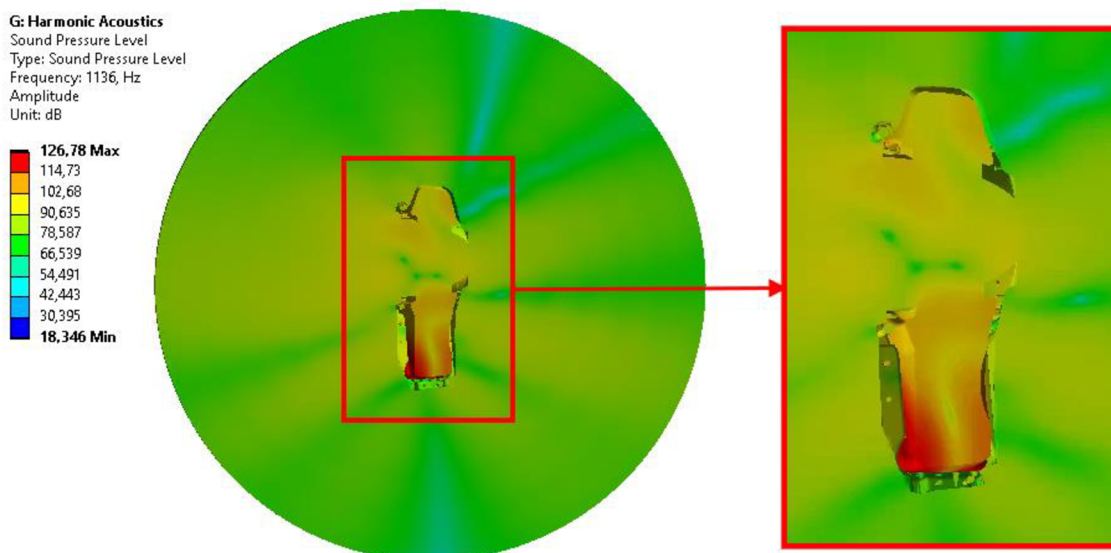


Obrázok 36 Akustický tlak pri frekvencii 1136 Hz

Obrázky 37 a 38 zobrazujú hladiny akustického tlaku v jednotlivých rezoch, pričom na obrázku 38 je vyobrazená oblasť maximálnej hladiny akustického tlaku, ktorá dosahuje hodnotu 126,78 dB. Celkovo sa hladiny akustického tlaku pohybujú v rozpätí od 18,346 dB do už spomínaných 126,78 dB.



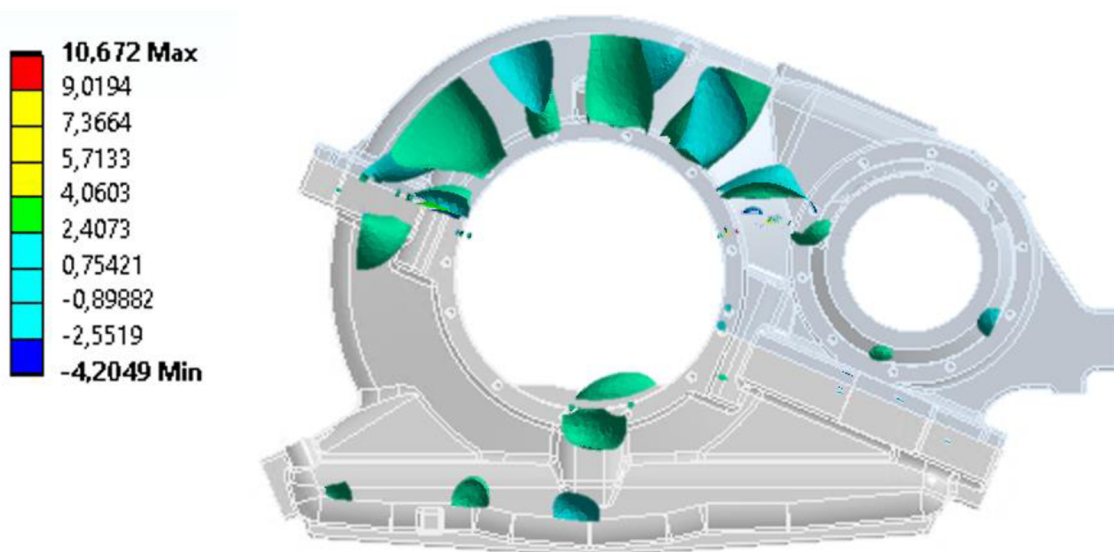
Obrázok 37 Hladina akustické tlaku pri frekvencii 1136 Hz- rez v oblasti deliacej roviny



Obrázok 38 Hladina akustického tlaku pri 1136 Hz

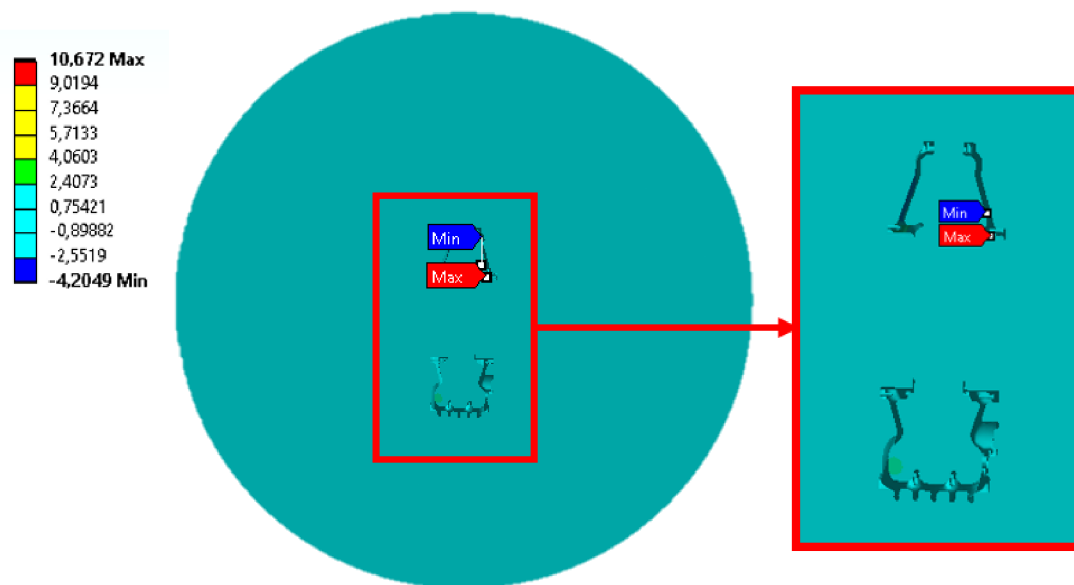
Rovnaký postup bol aplikovaný aj pri riešení posledného vlastného tvaru, ktorému odpovedá frekvenčný interval od 1969 Hz do 1989 Hz. Hodnoty akustického tlaku sa pohybujú v intervale

od -4,2 po 10,67 Pa. V okolí skrine prevodovky je približne 0,02 Pa. Hodnoty tlaku sa líšia najme vo vnútornej časti skrine, ktoré sú znázornené pomocou iso-plôch na obrázku 39.



Obrázok 39 Priebeh akustického tlaku

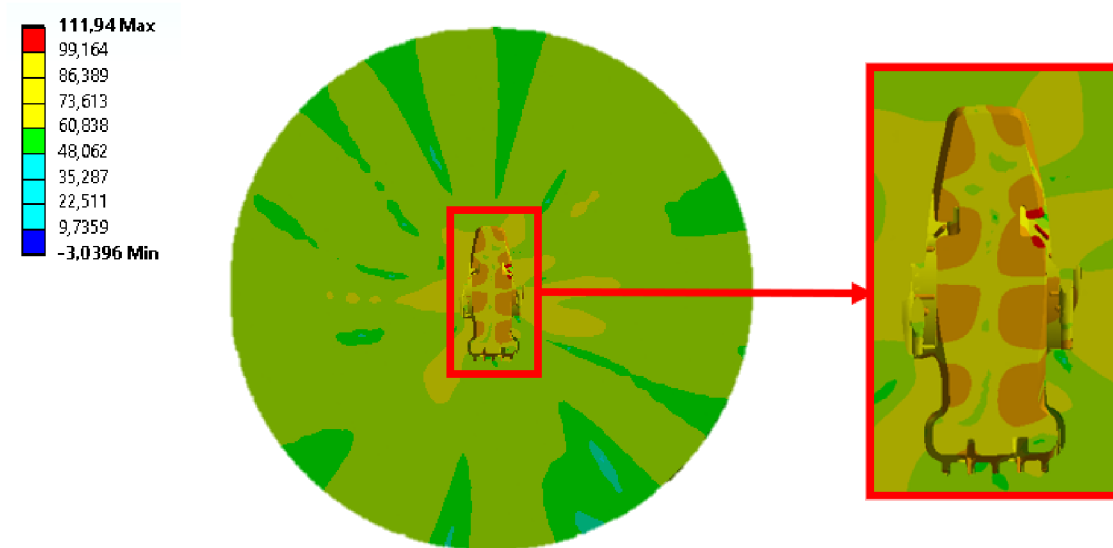
Akustický tlak nadobúda svojich maximálnych a minimálnych hodnôt na dosadacej plochy ložiska hriadeľu, ktorú je možné vidieť na nasledujúcom obrázku.



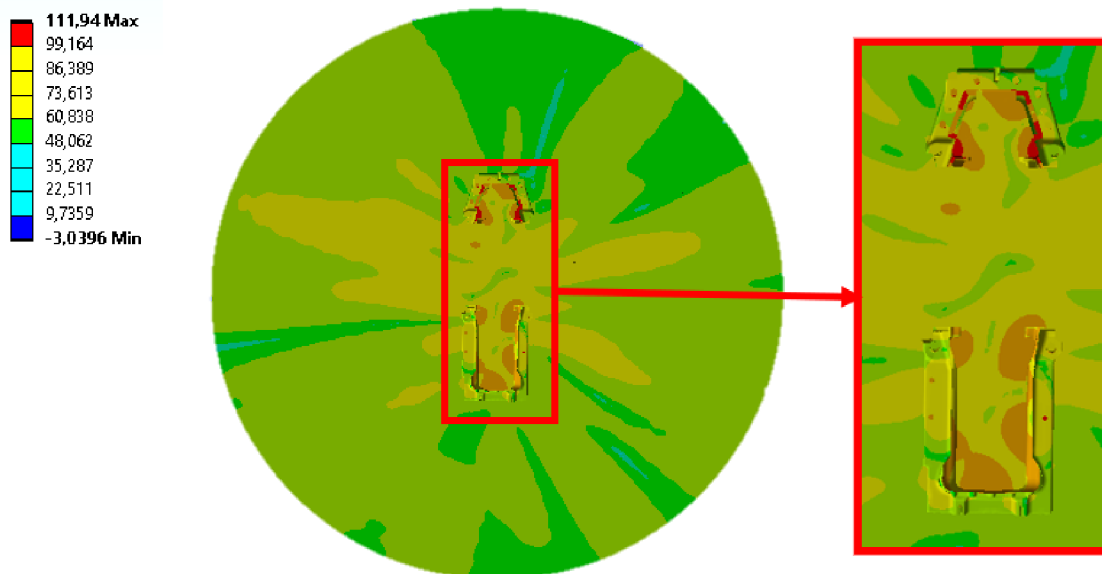
Obrázok 40 Akustický tlak

Aj v tomto prípade boli okrem akustického tlaku skúmané aj jednotlivé hladiny akustického tlaku vznikajúce pri zaťažení skrine prevodovky v skúmanom frekvenčnom intervale. Maximálna hodnota hladiny akustického tlaku je 111,94 dB. Jednotlivé akustické hladiny sú

znázornené na nasledujúcich obrázkoch, pričom je na obrázku číslo 41 vyobrazená oblasť maximálnej hladiny akustického tlaku s už zmienanou hodnotou 111,94 dB



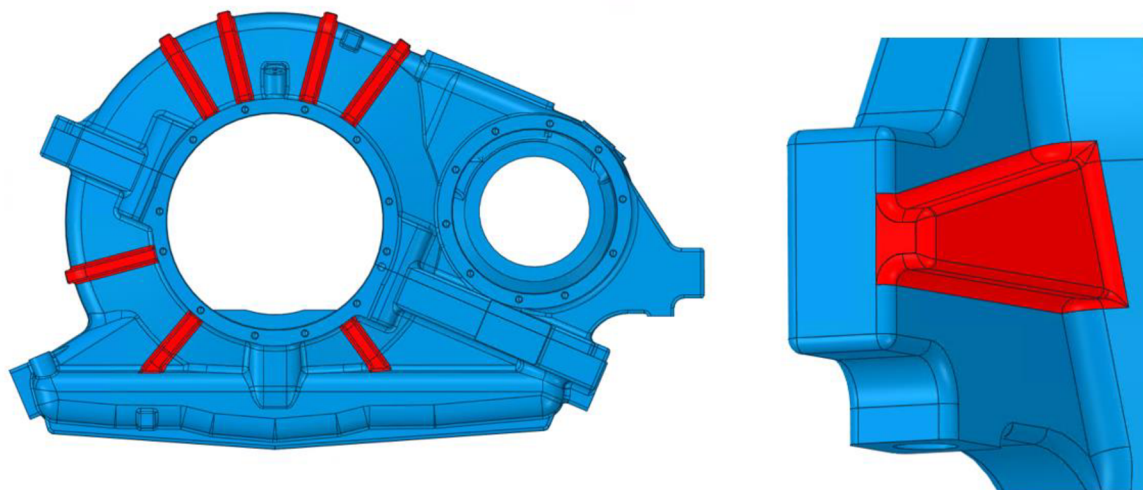
Obrázok 41 Maximálna hladina akustického tlaku



Obrázok 42 Hladina akustického tlaku v reze deliacej roviny odliatkov

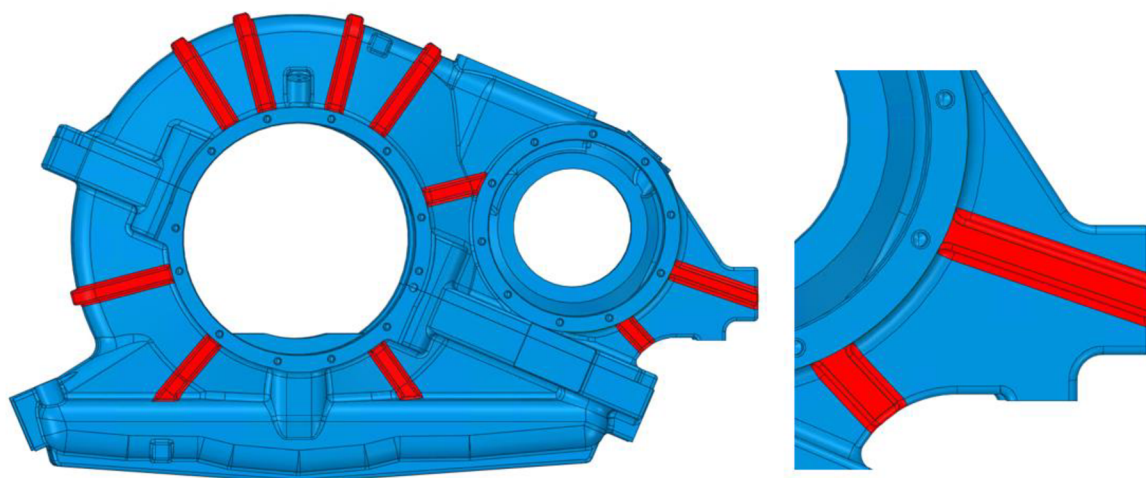
5 OPTIMALIZÁCIA MODELU

S využitím výsledkov z predchádzajúcich analýz skrine prevodovky bolo možné navrhnuť konštrukčné modifikácie s cieľom zníženia vibračných a akustických prejavov pôvodnej geometrie skrine prevodovky. Úpravy boli navrhované tak, aby nedochádzalo k výraznému navyšovaniu hmotnosti súčiastky a množstvo použitého materiálu na jej výrobu.



Obrázok 43 Variant A

Celkovo boli navrhnuté dve konštrukčné optimalizácie (obr.43 a 44), ktoré sa odlišujú hlavne v umiestnení rebier na pravej časti skrine prevodovky, tá je pomocou reakčnej tyče upevnená ku konštrukcii podvozku vlakovkej súpravy. V prvom variante (variant A) boli rebriá umiestnené do priestoru medzi dvomi úchytmi a v druhom prípade (variant B) boli umiestnené z vonkajšej strany. Rovnako je v druhom variante zvýšený počet rebier v oblasti spomínaného úchytu na 2 rebriá z každej strany na miesto jedného veľkého a bolo pridané rebro do priestoru medzi jednotlivými prírubami.



Obrázok 44 Variant B

Rebrá sú rozmerovo zhodné. Výška rebra je 10 mm a jeho šírka je rovná 20 mm. Všetky hrany boli následne zaoblené s rádiusmi o veľkosti 3 a 4 mm. Jediné odlišné rebrá sú použité vo variante A, v oblasti úchyty prevodovky, kde je premenná šírka rebra od už spomínaných 20 mm do 50 mm.

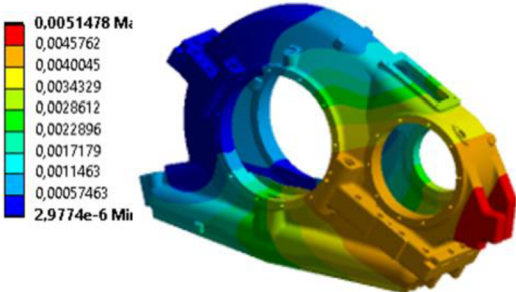
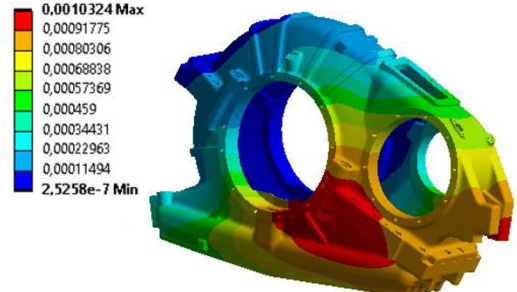
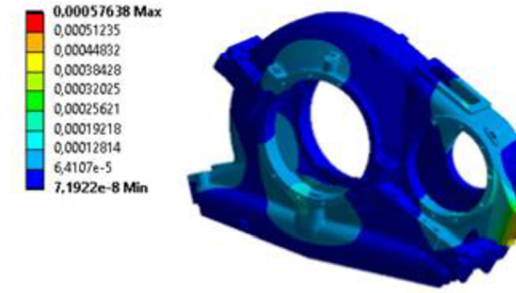
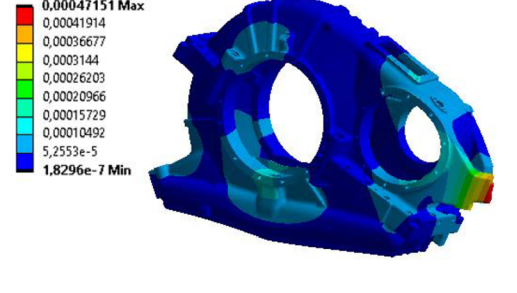
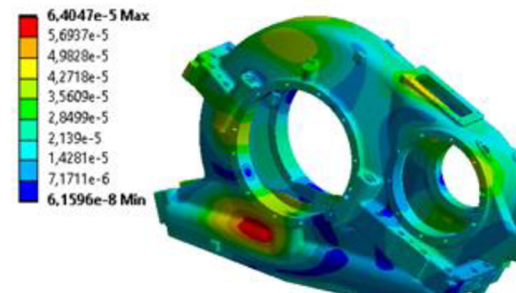
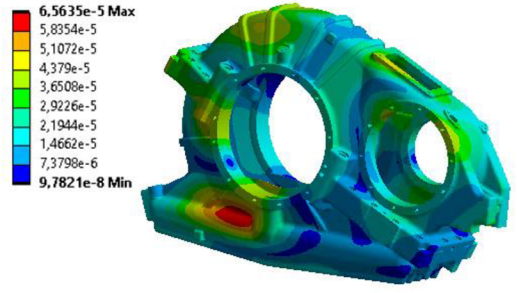
5.1 HARMONICKÁ ANALÝZA

Pred samotnou harmonickou analýzou bolo nutné pre obidva navrhované varianty spočítať modálnu analýzu. Pre porovnateľnosť výsledkov boli na obidva modeli aplikované rovnaké okrajové podmienky tak, ako pre pôvodnú geometriu (viď kap. 4.2.4.). Následne boli zistené a určené jednotlivé frekvenčné intervaly, ktoré odpovedali jednotlivým vlastným tvarom tak, ako v predchádzajúcom prípade. Na základe zistených intervalov bolo možné zostaviť jednotlivé harmonické analýzy, ktoré boli riešené opäť pomocou prístupu modálnej superpozície, popísanej v kapitole 4.3.2. Pričom bolo tlmenie štruktúry definované pomocou pomerného súčiniteľa tlmenia, ktorý je rovný 2%. Jednotlivé modely boli počas analýzy zaťažované rovnakou silovou dvojicou, ako v prípade pôvodnej geometrie (viď kap. 4.3.3.).

Nasledujúce tabuľky znázorňujú porovnanie jednotlivých vlastných tvarov upravených modelov vzhľadom k pôvodnej geometrii.

Tabuľka číslo 8 predstavuje porovnanie skúmaných vlastných tvarov pôvodného modelu skrine prevodovky a variantu A. V prípade prvého vlastného tvaru nastáva výrazné zníženie deformácie v prednej časti skrine prevodovky, avšak zároveň dochádza aj k jej presunu a to do prostrednej časti jednotlivých odliatok. U ďalších dvoch vlastných tvarov nie je badať zmenu v deformovaných oblastiach v porovnaní s pôvodným modelom. Rozdielne sú len hodnoty jednotlivých posuvov, kedy v prípade 13 vlastného tvaru dochádza k jeho zmenšeniu a naopak v prípade tvaru číslo 27 k miernemu nárastu.

Ďalšia tabuľka (tab. č. 9) zobrazuje rozdiel vlastných tvarov druhého navrhovaného variantu, variantu B, opäť v porovnaní s vlastnými tvarmi pôvodnej geometrie. V tomto prípade nastáva pri prvom vlastnom tvare, ktorý odpovedá intervalu od 396,18 Hz po 416,18 Hz, k výraznému presunu maximálnej deformácie z prednej časti skrine prevodovky do oblasti dosadacej plochy pre ložisko nachádzajúcej sa v zadnej časti prevodovky. Rovnako oproti pôvodnému modelu dochádza k zníženiu hodnoty maximálnej výchylky. V ostatných dvoch sledovaných vlastných tvaroch (13 a 27) už rozdiel vo vybudovaných plochách nie je tak zrejмый, avšak obdobne ako vo variante A dochádza k zmene veľkosti jednotlivých výchyliek. V oboch prípadoch sledovaných tvarov nastáva zníženie maximálnych výchyliek.

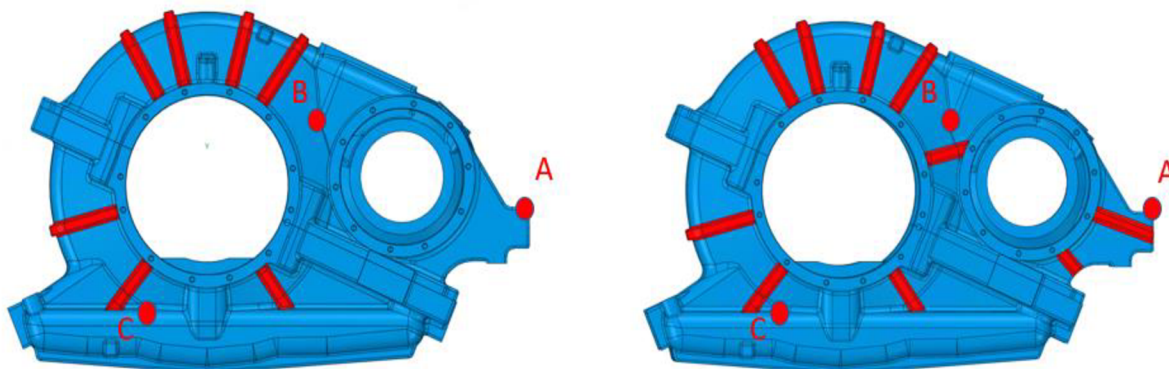
Vlastný tvar	Pôvodný model		Variant A	
	Vlastná frekvencia	Interval	Vlastná frekvencia	Interval
1	216 Hz	2016-226 Hz	231,42 Hz	221,42-241,42 Hz
				
13	1136 Hz	1126-1146 Hz	1144,1 Hz	1134,1-1154,1 Hz
				
27	1979 Hz	1969-1989 Hz	1982,6 Hz	1972,6-1992,6 Hz
				

Tabuľka 8 Skúmané vlastné tvary variantu A

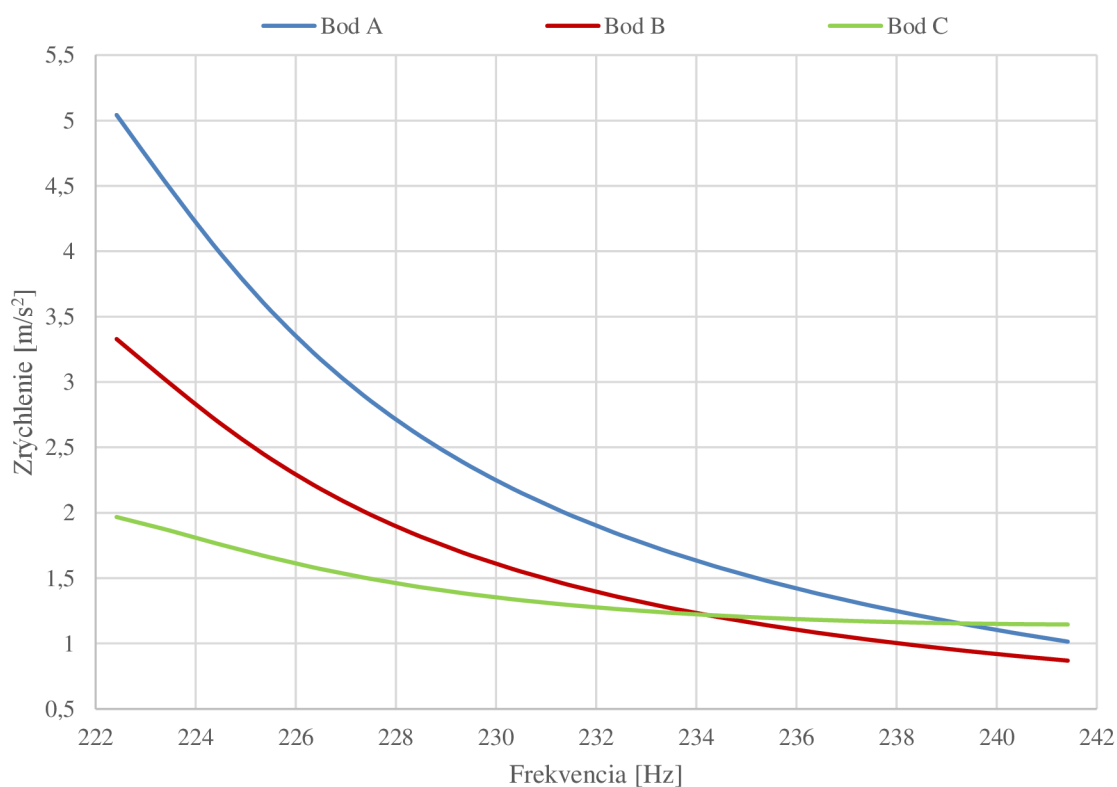
Vlastný tvar	Pôvodný model		Variant B	
	Vlastná frekvencia	Interval	Vlastná frekvencia	Interval
1	216 Hz	2016-226 Hz	406,18 Hz	396,18-416,18 Hz
13	1136 Hz	1126-1146 Hz	2117,3 Hz	2107,3-2127,3 Hz
27	1979 Hz	1969-1989 Hz	3677,7 Hz	3667,7-3687,7 Hz

Tabuľka 9 Skúmané vlastné tvary variantu B

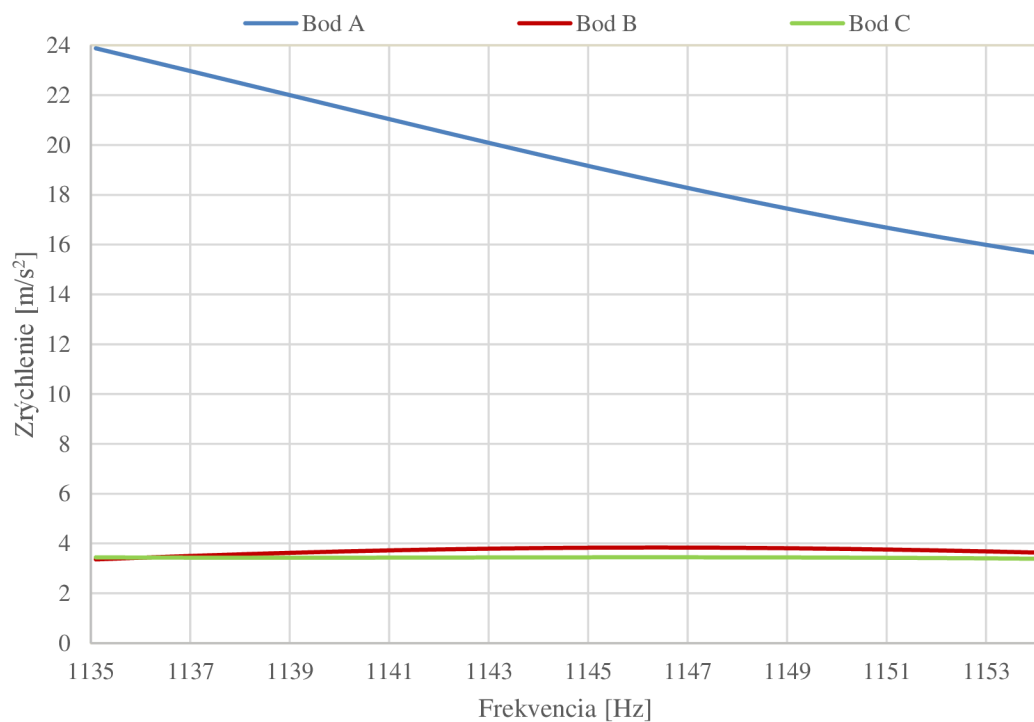
Rovnako ako v predchádzajúcom prípade boli skúmané 3 body, ktoré boli umiestnené zhodne s pôvodným modelom na miestach, kde dochádzalo k maximálnemu vybudeniu plôch (obrázok 45). Z vypočítaných hodnôt boli následne vytvorené grafy pomocou programu Excel, ktoré znázorňujú závislosť zrýchlenia daných bodov na frekvencii. Tieto grafy sú znázornené na obrázkoch nižšie, pričom obrázky 46- 47 znázorňujú prvý variant a obrázky 48-50 ten druhý.



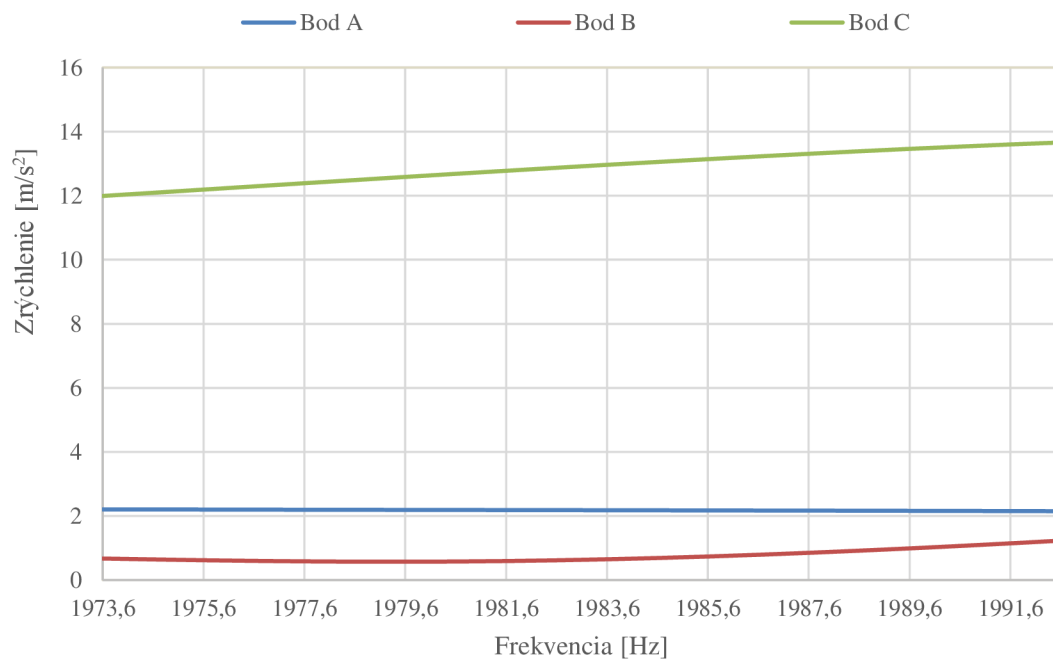
Obrázok 45 Umiestnenie sledovaných bodov



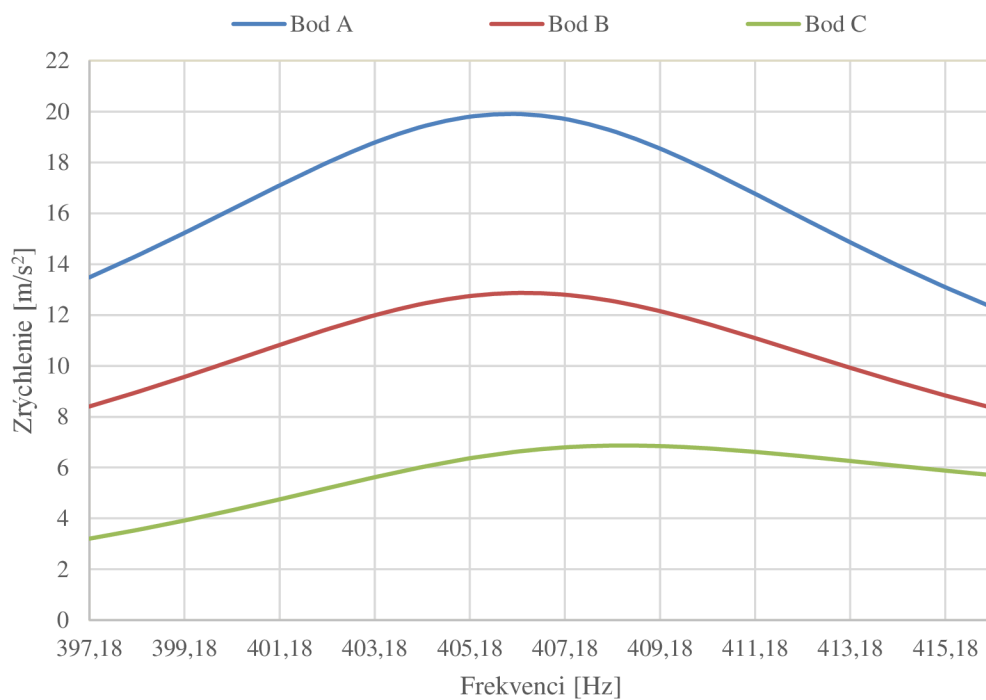
Obrázok 46 Variant A- prvý vlastný tvar



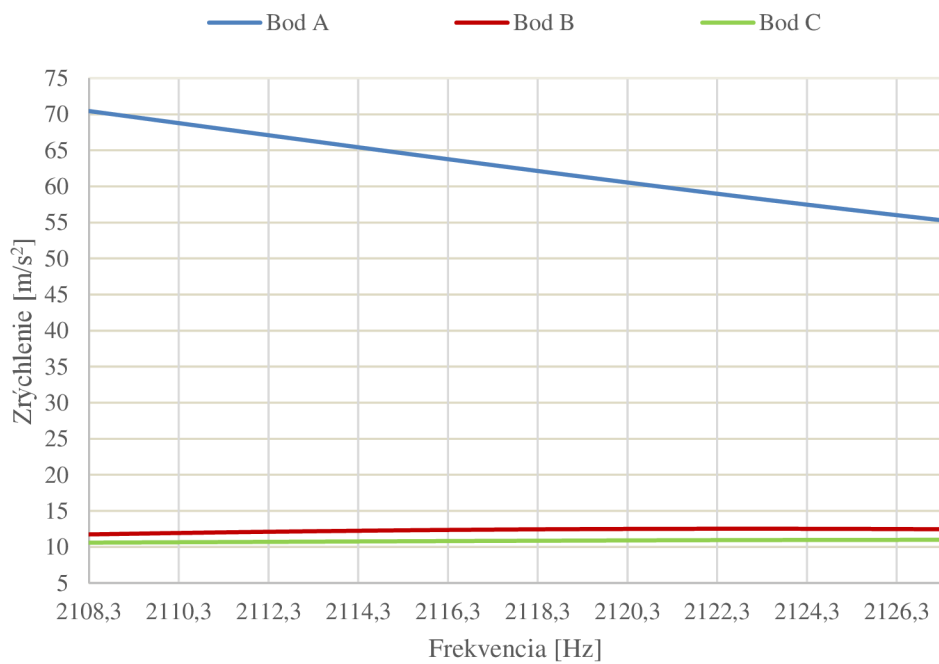
Obrázok 47 Variant A- trinásty vlastný tvar



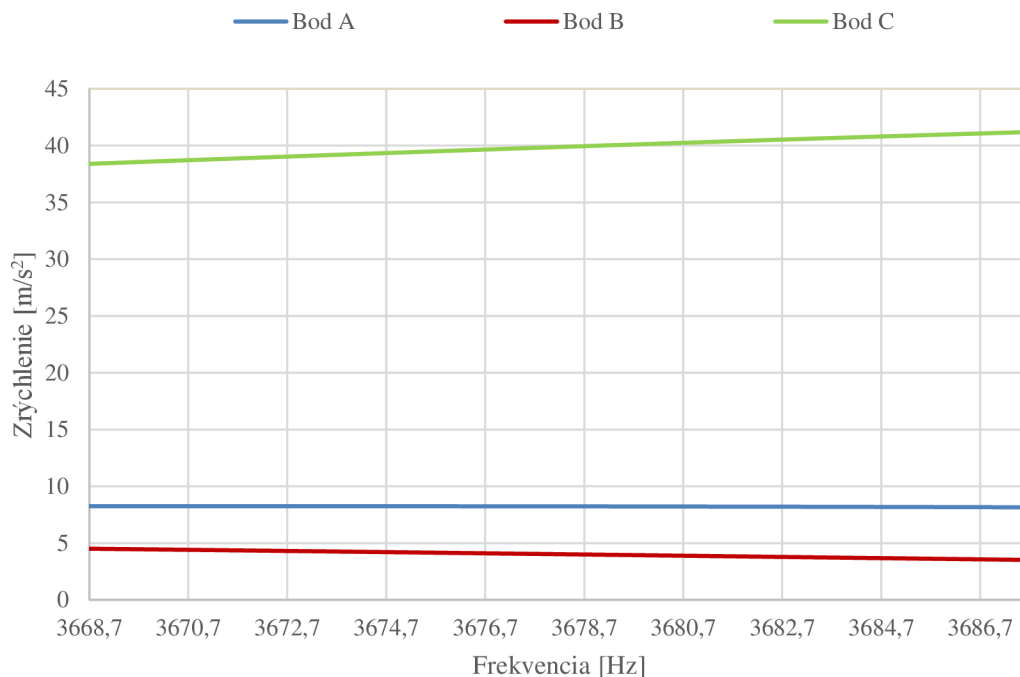
Obrázok 48 Variant A- dvadsiaty siedmy vlastný tvar



Obrázok 48 Variant B- prvý vlastný tvar



Obrázok 49 Variant B- trinásty vlastný tvar



Obrázok 50 Variant B- dvadsiaty siedmy vlastný tvar

V prípade variantu A dochádza k výraznému zníženiu rýchlosti šírenia deformácie vo všetkých sledovaných intervaloch. V porovnaní s pôvodnou geometriou však nenastalo zníženie deformácie v poslednom sledovanom intervale, kde je priebeh zrýchlenia takmer identický.

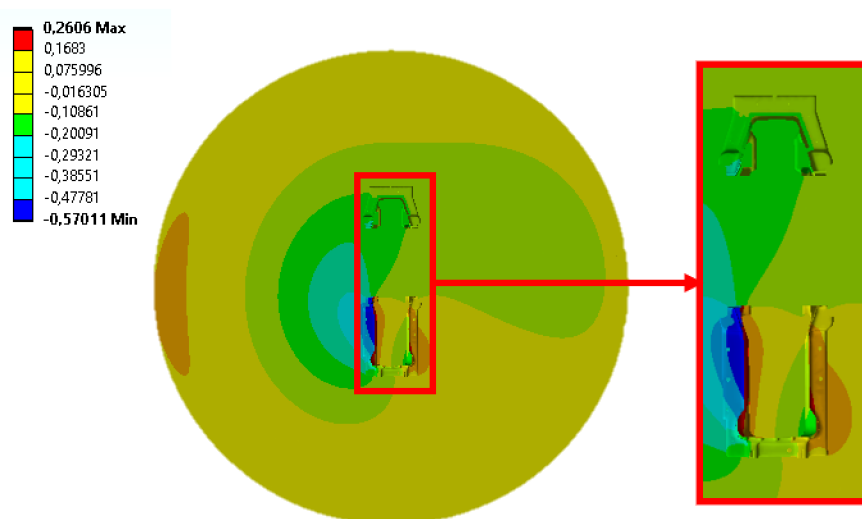
Naopak v prípade druhého navrhovaného variantu dochádza k zmierneniu zrýchlení jednotlivých bodov počas zaťažovania naprieč všetkými sledovanými intervalmi. Najväčší rozdiel oproti pôvodnej geometrii je možné badať v prípade prvého sledovaného vlastného tvaru, kde majú krivky závislosti zrýchlenia na frekvencii jednotlivých sledovaných bodov miernejší priebeh. Aj v tomto prípade je jednoduché určiť oblasť maximálnej výchylky a rezonancie (416,18 Hz), pričom je opäť vidieť, že k maximálnej deformácii dochádza v oblasti sledovaného bodu A.

5.2 AKUSTICKÁ ANALÝZA

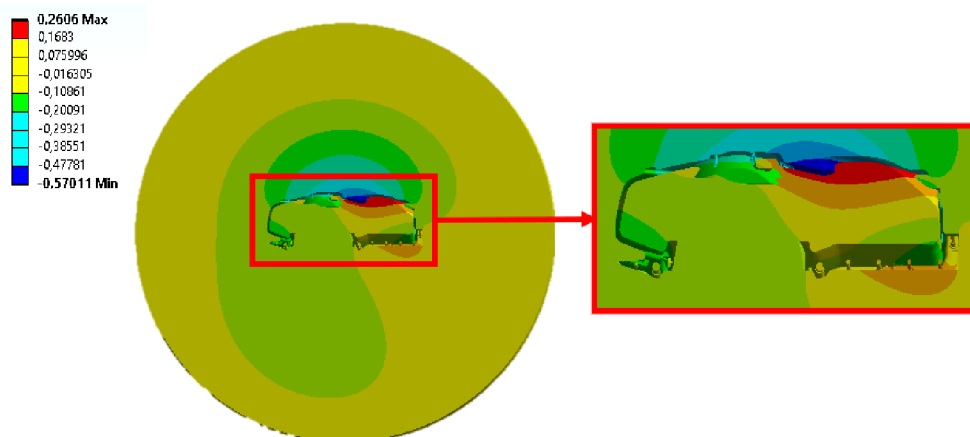
Na základe výsledkov z predchádzajúcej harmonickej analýzy boli pripravené modely na výpočet akustických prejavov skrine prevodovky upravených modelov. V rámci akustickej analýzy boli použité rovnaké podmienky ako pri pôvodnej geometrii (kap.4.4.3).

5.2.1 VARIANT A

Prvý vlastný tvar variantu A bol skúmaný vo frekvenčnom intervale od 221,42 Hz do 241,42 Hz, pričom skúmaná frekvencia je rovná 431,42 Hz. Výpočtom bol najskôr zistený priebeh akustického tlaku, ktorý vzniká pri zaťažení skrine prevodovky. Tlak sa pohybuje v rozpätí -0,57- 0,26 Pa. Jeho priebeh v oblasti deliacej roviny odliatkov skrine je znázornený na obrázku číslo 51. Svoje maximum nadobúda v spodnej časti skrine prevodovky, ktorú predstavuje snímok 52.

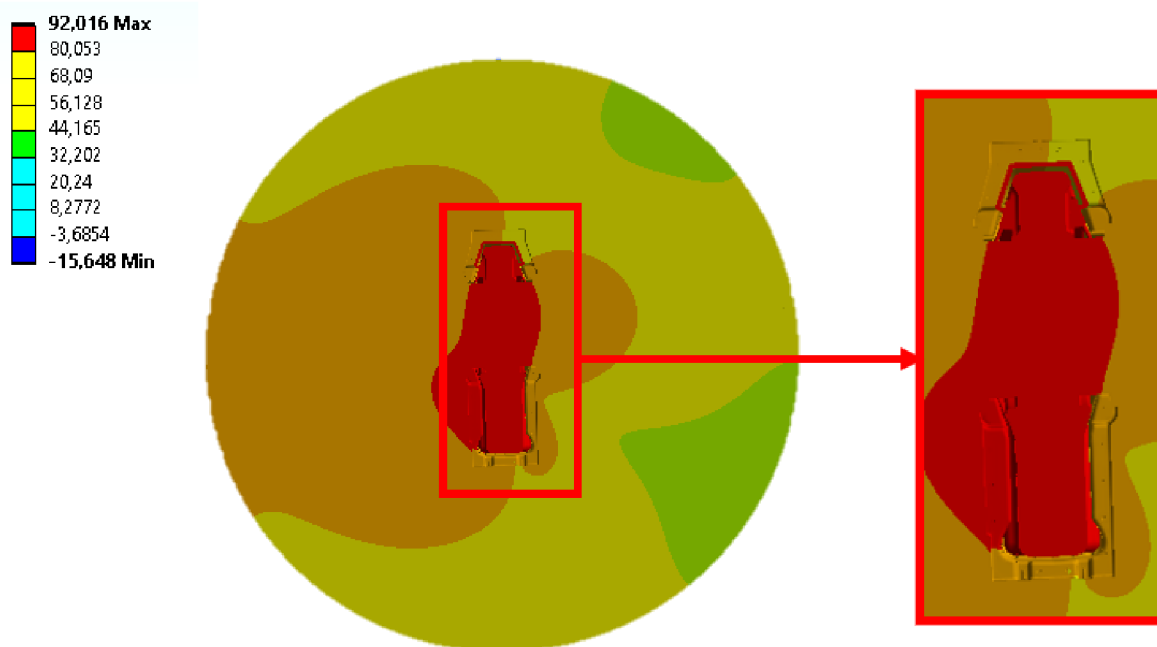


Obrázok 51 Akustický tlak v deliacej rovine

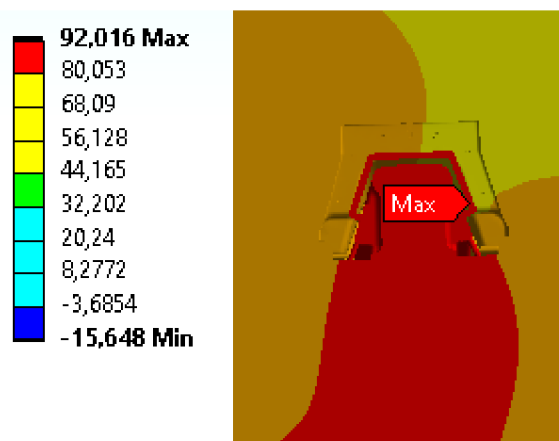


Obrázok 52 Oblasť maximálneho akustického tlaku

Obdobne boli vyhodnotené aj hladiny akustického tlaku, ktoré sú znázornené na obrázkoch 53 a 54. Prvý zo spomenutých obrázkov predstavuje hladiny akustického tlaku, ktoré sa vytvárajú v deliacej rovine skrine prevodovky. V rovnakej oblasti sa nachádza aj maximum hladín akustického tlaku (obr. 43), ktorý je rovný 92,016 dB. Celkovo sa hladiny pohybujú v intervale od -15,648 dB do 92,016 dB.

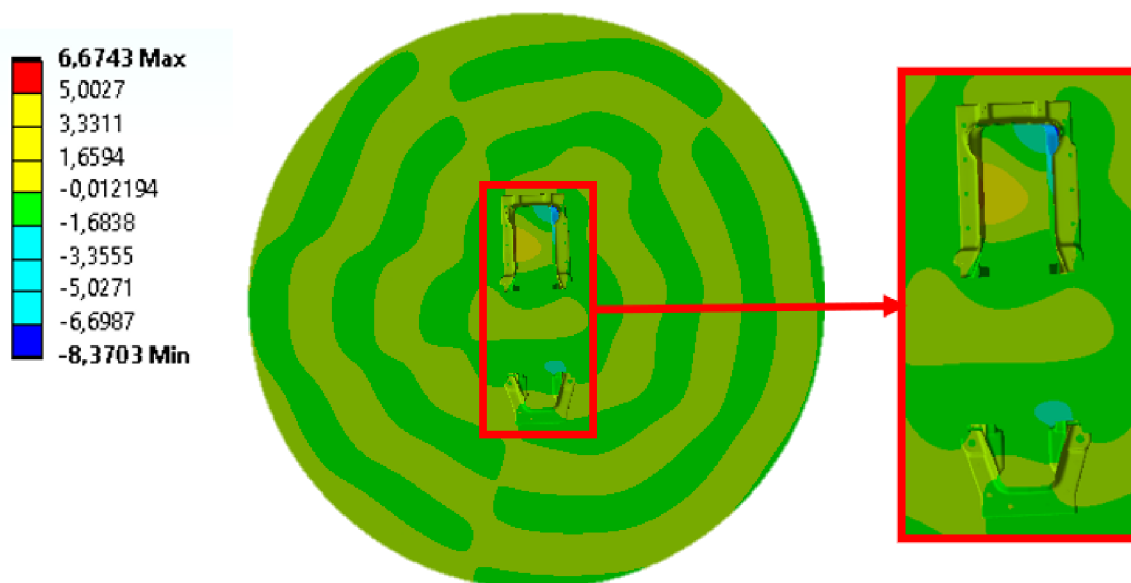


Obrázok 53 Hladiny akustického tlaku v oblasti deliacej roviny



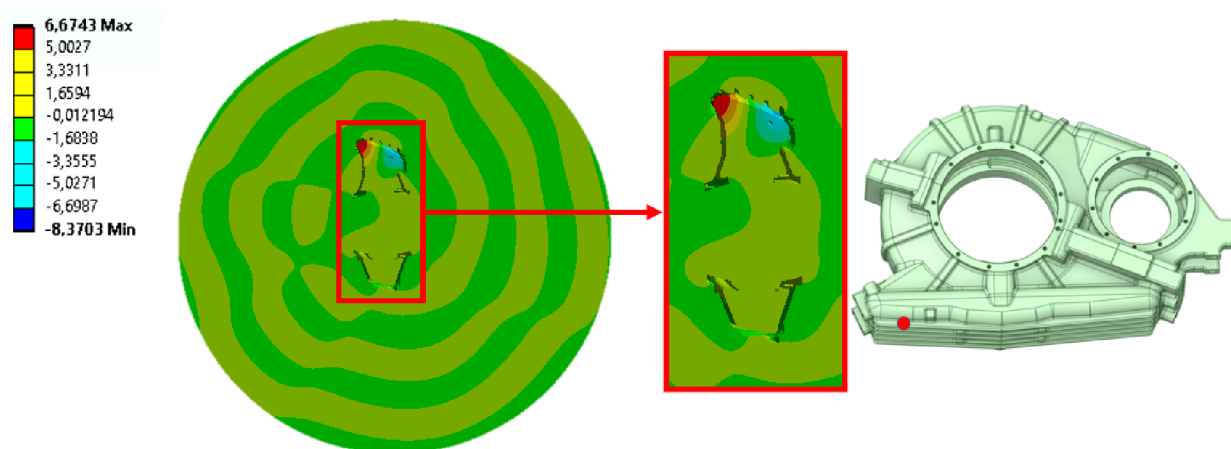
Obrázok 54 Oblasť maximálnej hladiny akustického tlaku

Nasledujúce dva obrázky znázorňujú priebeh akustického tlaku, ktorý vzniká pri frekvencii 1144,1 Hz odpovedajúcej trinástemu vlastnému tvaru. Na obrázku číslo 55 sa nachádza priebeh akustického tlaku v deliacej rovine odliatkov skrine prevodovky.



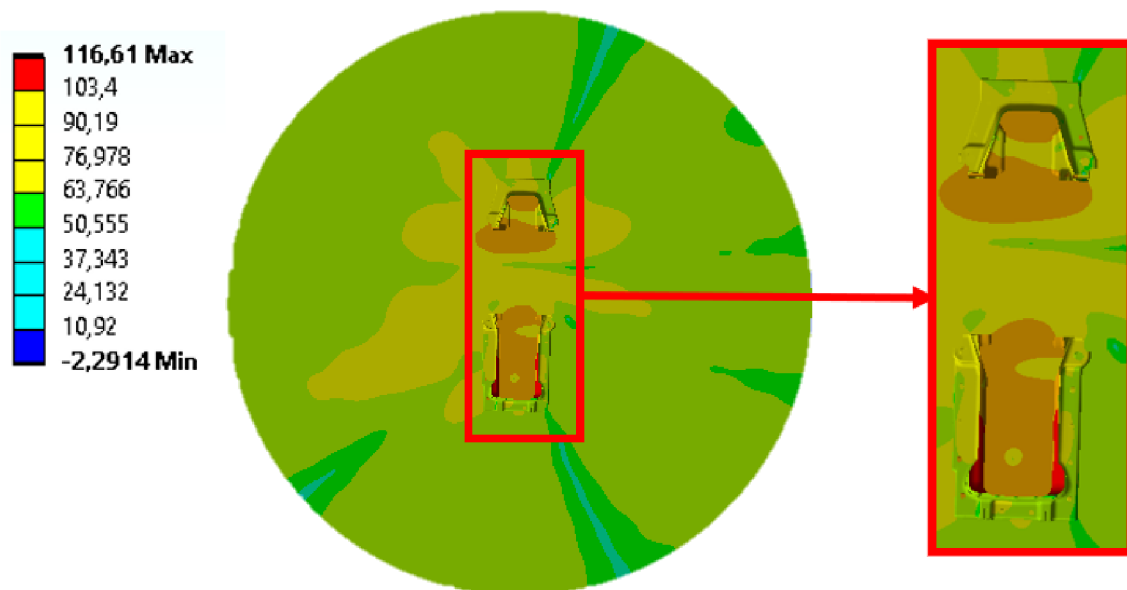
Obrázok 55 Priebek akustického tlaku v deliacej rovine

Akustický tlak sa pohybuje v rozmedzí od -8,37 Pa do 6,67 Pa. Oblasť maximálneho tlaku je zobrazená na obrázku číslo 56 a je situovaná vo vnútornej strane skrine prevodovky vyznačenej červeným bodom na modeli.

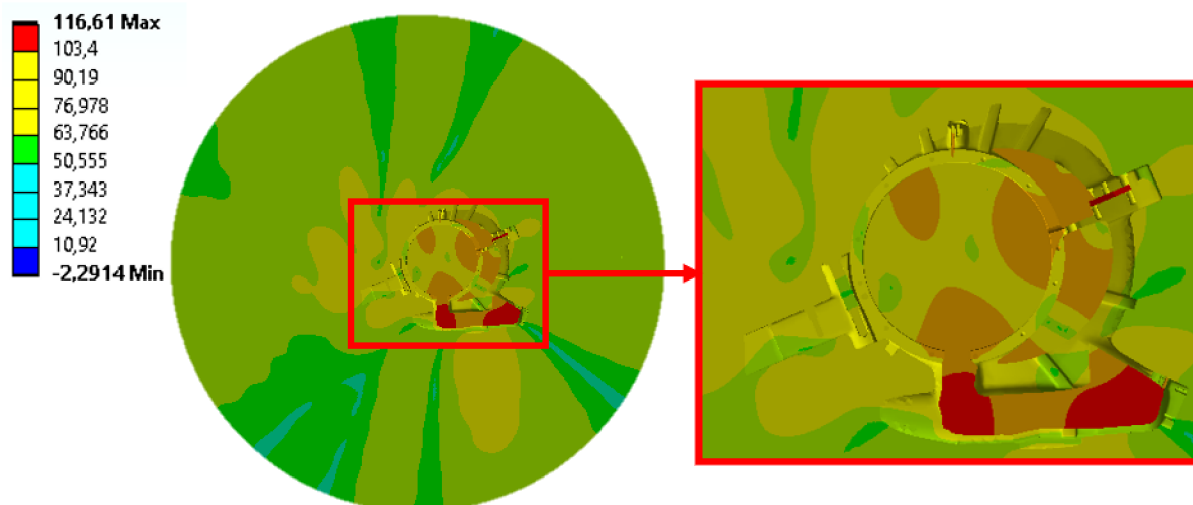


Obrázok 56 Oblasť maximálneho akustického tlaku

Rovnako ako v predchádzajúcom prípade boli okrem akustického tlaku skúmané aj hladiny akustického tlaku. Ich priebek je zobrazený na nasledujúcich obrázkoch, kde obrázok číslo 57 znázorňuje hladiny akustického tlaku v reze deliacej roviny a obrázok 58 ukazuje rez v oblasti maximálnej hodnoty hladiny akustického tlaku, ktorá je rovná 116,61 dB.

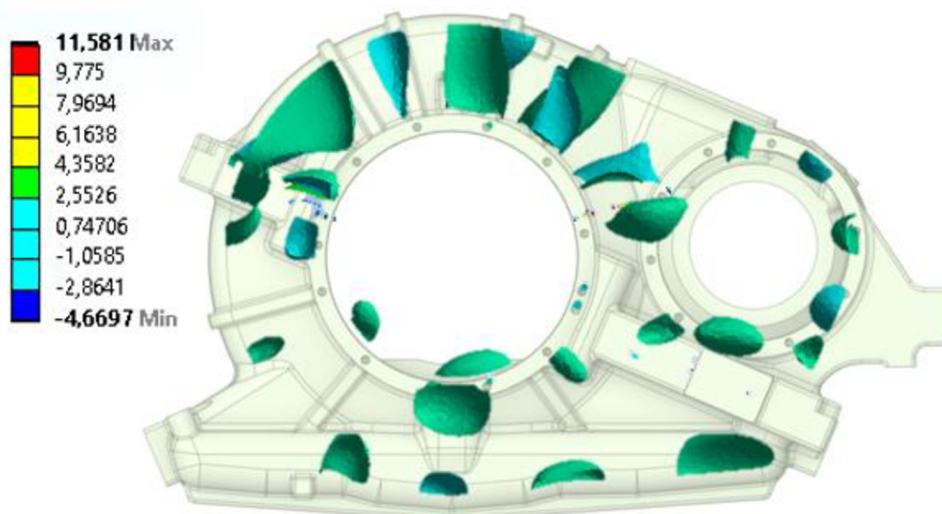


Obrázok 57 Hladiny akustického tlaku v oblasti deliacej roviny

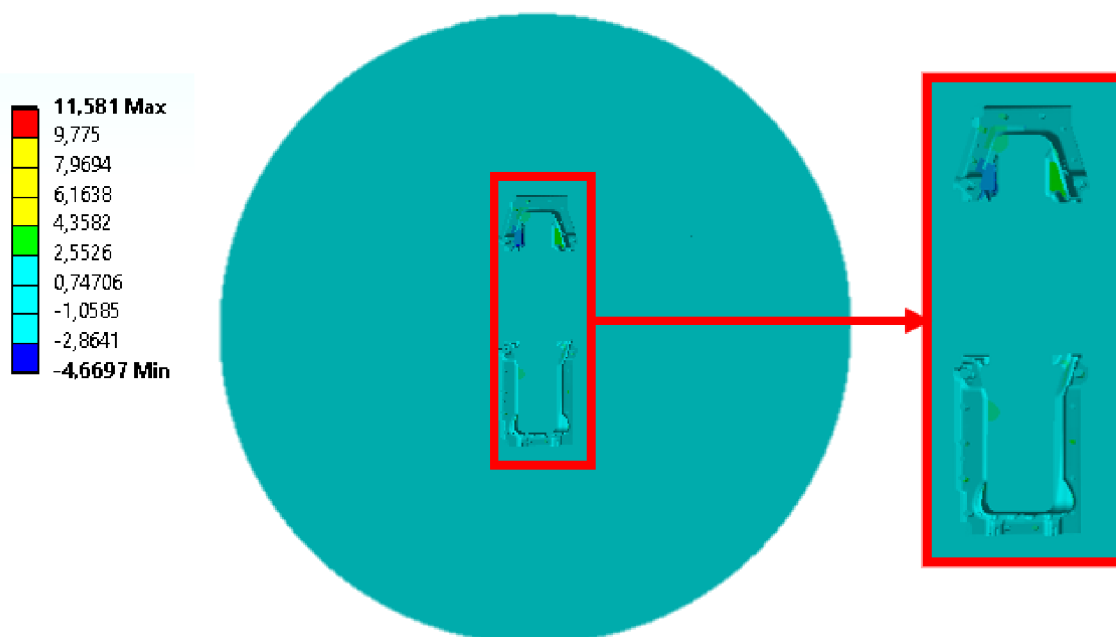


Obrázok 58 Oblasť maximálnej hladiny akustického tlaku

Posledný skúmaný vlastný tvar variantu A, číslo 27, ktorému odpovedá frekvenčný interval od 1972,6 Hz do 1992,6 Hz skúmaný rovnakým spôsobom ako tie predchádzajúce. Výsledky priebehu akustického tlaku zobrazujú obrázky číslo 59-61. Hodnoty akustického tlaku sa pohybujú v intervale od -4,67 Pa do 11,581 Pa. Prvý z nasledujúcich obrázkov znázorňuje výkyvy akustického tlaku, ktorý je zobrazený pomocou iso-plôch a vzniká vo vnútornom priestore skrine prevodovky. Vo vzduchovom priestore, ktorý sa nachádza okolo skrine prevodovky opäť vznikol približne konštantný tlak pohybujúci sa v intervale od 0,2 Pa do 0,7 Pa, ktorý je vidieť prevažne na obrázkoch 60 a 61.

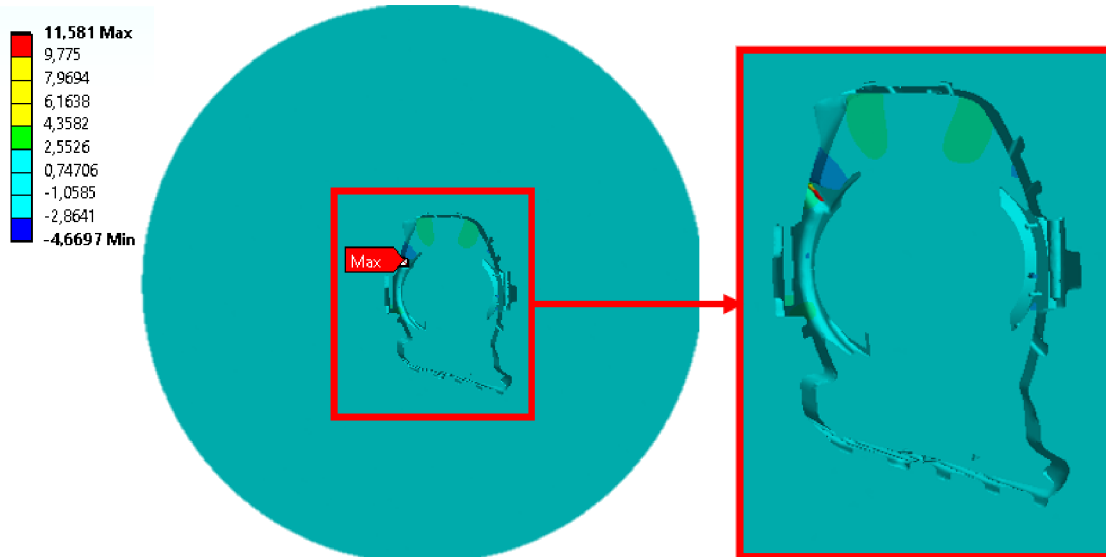


Obrázok 59 Akustický tlak



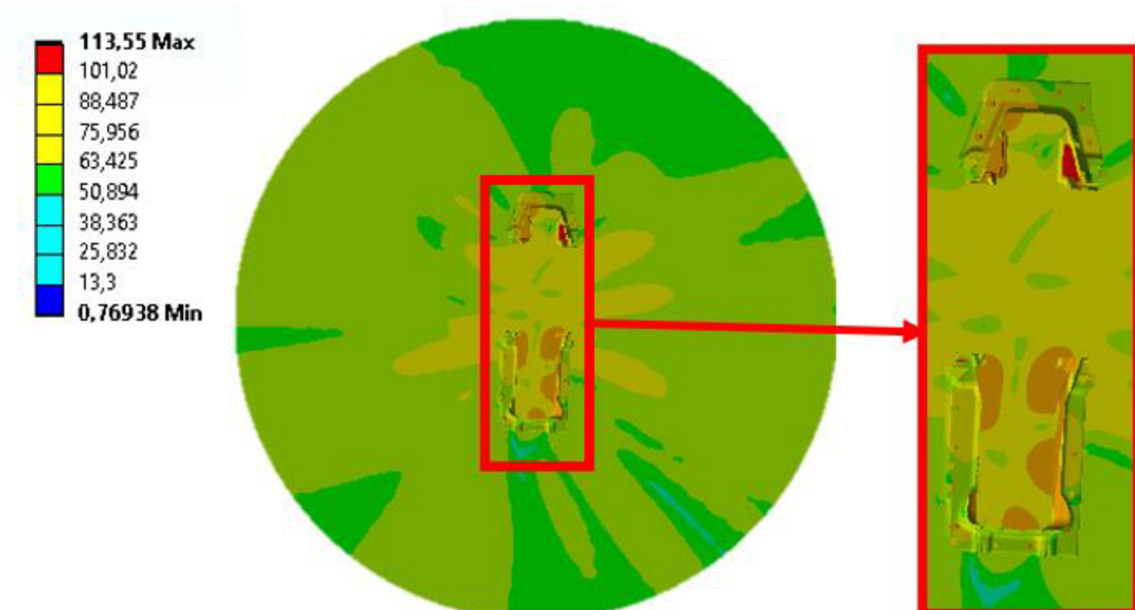
Obrázok 60 Akustický tlak v deliacej rovine odliatok

Svoje maximum akustický tlak dosahuje v oblasti prechodu dosadacej plochy ložiska a nadobúda už spomínanej hodnota 11,581 Pa (obr. 61).



Obrázok 61 Maximálna hodnota akustického tlaku

Výpočtom získané hladiny akustického tlaku sa pohybujú v intervale od 0 dB do 113,55 dB. V tomto prípade sa maximum hladiny akustického tlaku nachádza v oblasti deliacej roviny odliatkov (viď obrázok 62).



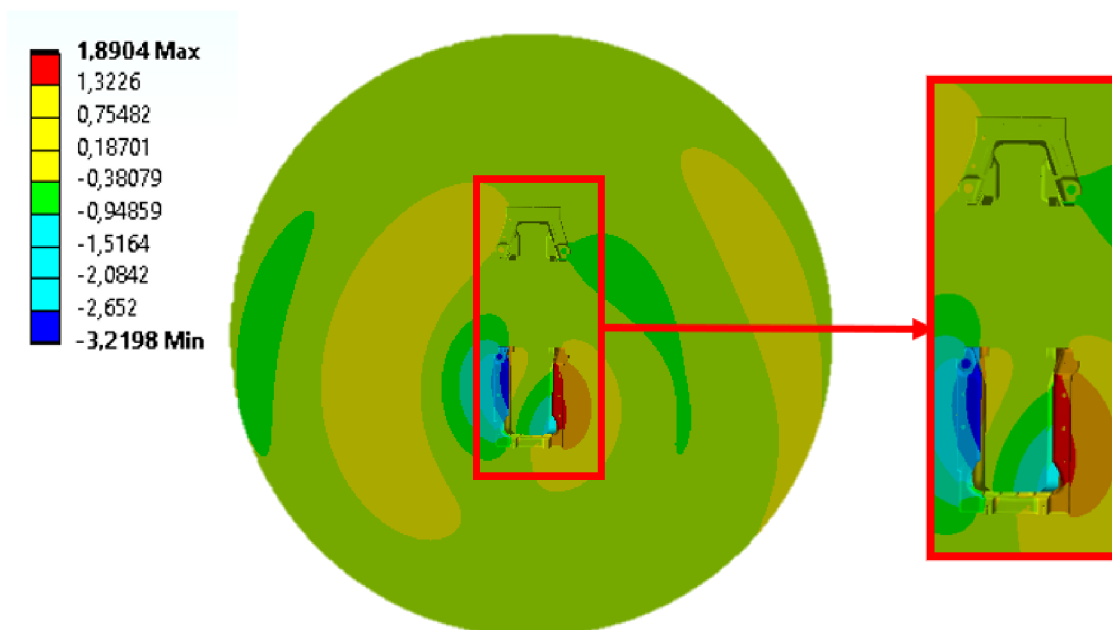
Obrázok 62 Hladina akustického tlaku skrine prevodovky

5.2.2 VARIANT B

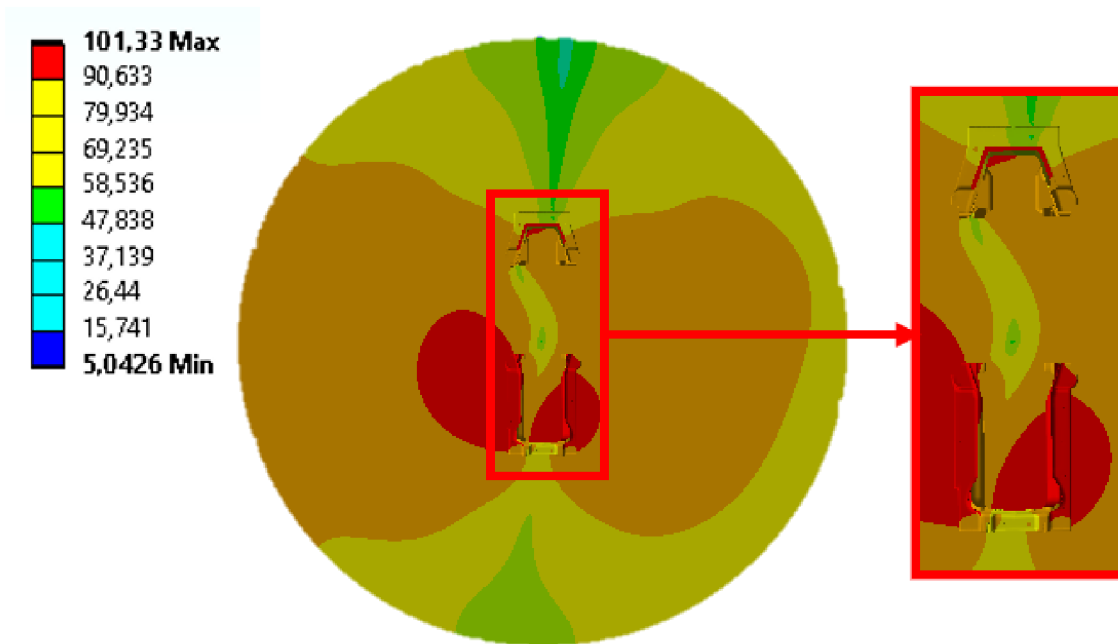
Už spomínaný postup bol aplikovaný aj na druhý variant geometrickej optimalizácie modelu skrine prevodovky s tým, že boli opäť skúmané zvolené 3 vlastné tvary, pri ktorých boli využité výsledky z predchádzajúcej harmonickej analýzy. Okrem geometrických zmien prevedených na modeli odliatkov skrine prevodovky boli všetky ostatné parametre zachované tak ako sú popísané v kapitole 4.4.3.

Prvý vlastný tvar odpovedá frekvenčnému intervalu od 396,18 Hz po 416,18 Hz. Spomínaný interval bol rozdelený s krokom o veľkosti 2 Hz. Na prvom z nasledujúcich obrázkov je znázornený priebeh akustického tlaku v deliacej rovine, ktorý vzniká v skúmanom priestore pri frekvencii 406,18 Hz. Hodnoty tohto tlaku sa pohybujú v rozmedzí od -3,22 Pa po 1,89 Pa. Na tomto obrázku je rovnako zobrazená aj oblasť maximálneho tlaku, ktorá sa nachádza v prechode plôch pre skrutkové spoje slúžiace na pripevnenie jednotlivých dielov odliatkov skrine prevodovky a bočnej steny spodného dielu skrine. V týchto miestach tlak nadobúda už spomínaných maximálnych hodnôt o veľkosti 1,89 Pa.

Obrázok číslo 64 naopak predstavuje tvar a priebeh jednotlivých hladín akustického tlaku v deliacej rovine odliatkov skrine prevodovky. Tento snímok opäť zobrazuje oblasť, v ktorej sa nachádza hladina maximálneho akustického tlaku s hodnotou 101,33 dB. Celkovo sa potom hladiny pohybujú v rozmedzí od 5,04 dB po, už zmienovaných 101,33 dB.

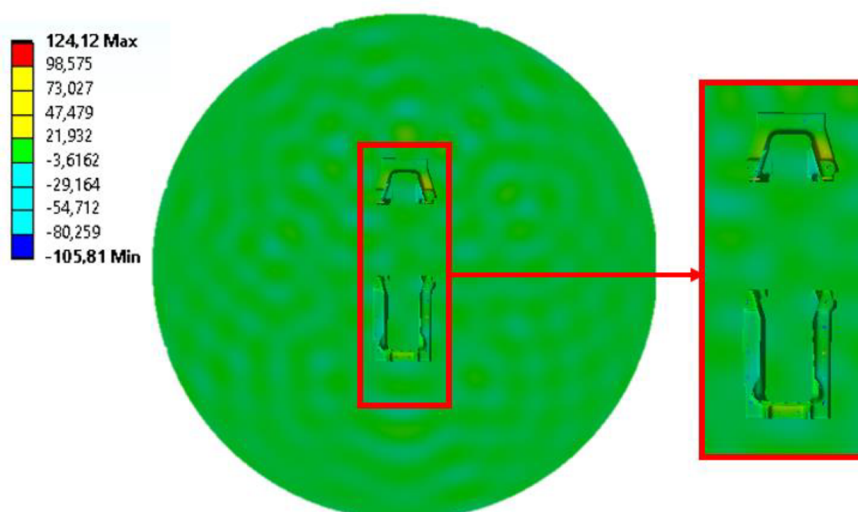


Obrázok 63 Priebeh akustického tlaku v deliacej rovine

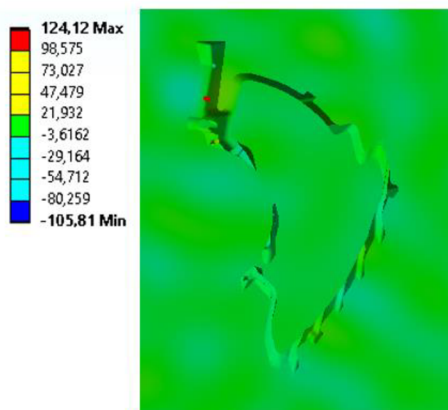


Obrázok 64 Hladiny akustického tlaku v deliacej rovine

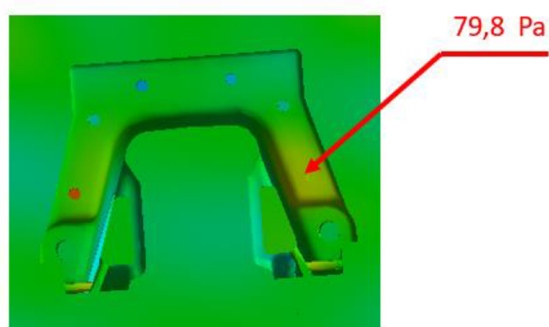
Rovnakým spôsobom bol skúmaný aj trinásť vlastný tvar, ktorý odpovedá frekvenčnému intervalu od 2107,3 Hz do 2117,3 Hz. V tomto prípade sa hodnoty akustického tlaku pohybujú od -105,81 Pa do 124,12 Pa. Celkovo je tlak v skúmanom vzduchovom priestore viac menej konštantný a nadobúda hodnoty od 0 po 6 Pa (obr. 65). Svoje maximum dosahuje v oblasti skrutkovej diery deliacej roviny a je znázornený na obrázku 66. Tento extrém je však len lokálny a vzhľadom k tomu, že v skutočnosti je daná diera zaplnená skrutkou nie je možné považovať túto lokalitu za maximum. Skúmaním jednotlivých hodnôt však bolo zistené, že extrém akustického tlaku sa nachádza opäť v oblasti deliacej roviny, konkrétne v pravej hornej časti. Tuto oblasť je možné vidieť na obrázku číslo 67.



Obrázok 65 Akustický tlak v deliacej rovine

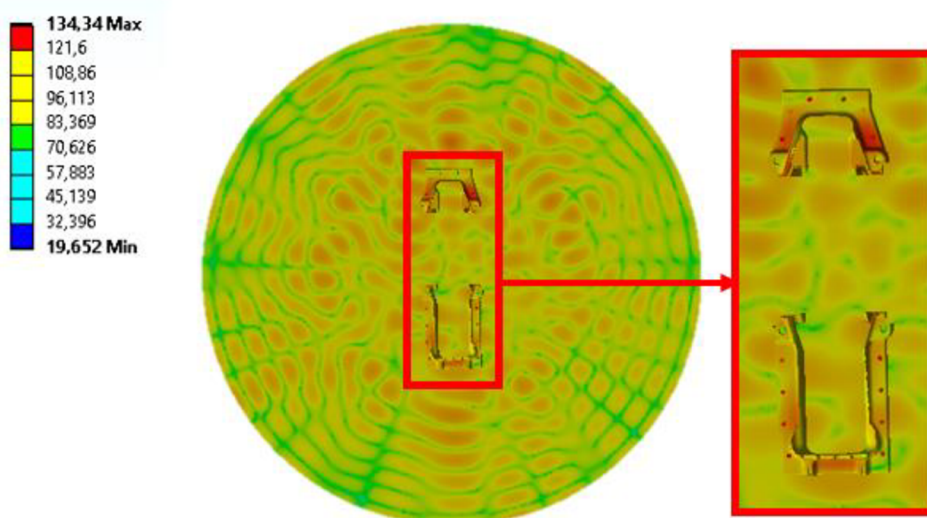


Obrázok 66 Maximálny akustický tlak



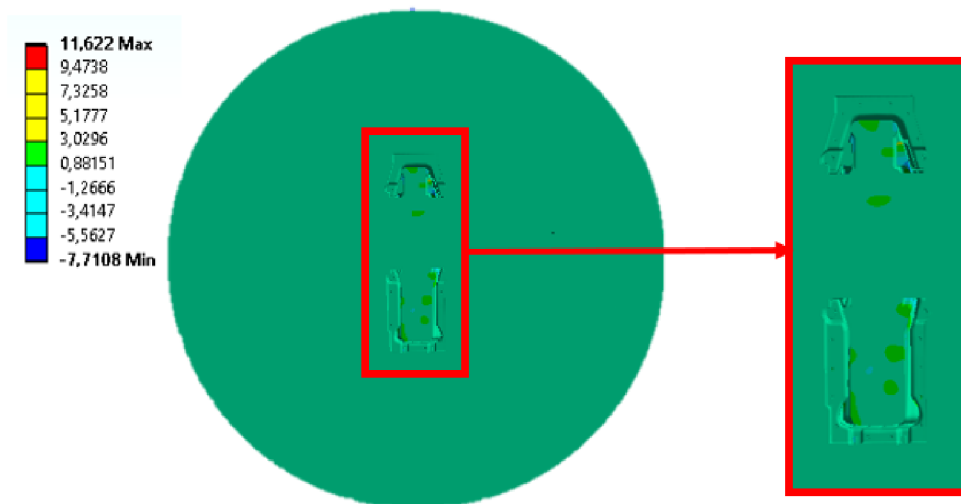
Obrázok 67 Oblasť maximálneho akustického tlaku

Hladiny akustického tlaku sa šíria rovnomerne vo vlnách v smere od súčiastky a ich priebeh a tvar je možné vidieť na nasledujúcom obrázku. Ich hodnoty sa pohybuje v rozmedzí od 19,652 dB do 134,34 dB. Hladina s maximálnou hodnotou sa nachádza v rovnakej oblasti ako aj maximum akustického tlaku, ktoré je tiež znázornené vyššie na obrázku 68.

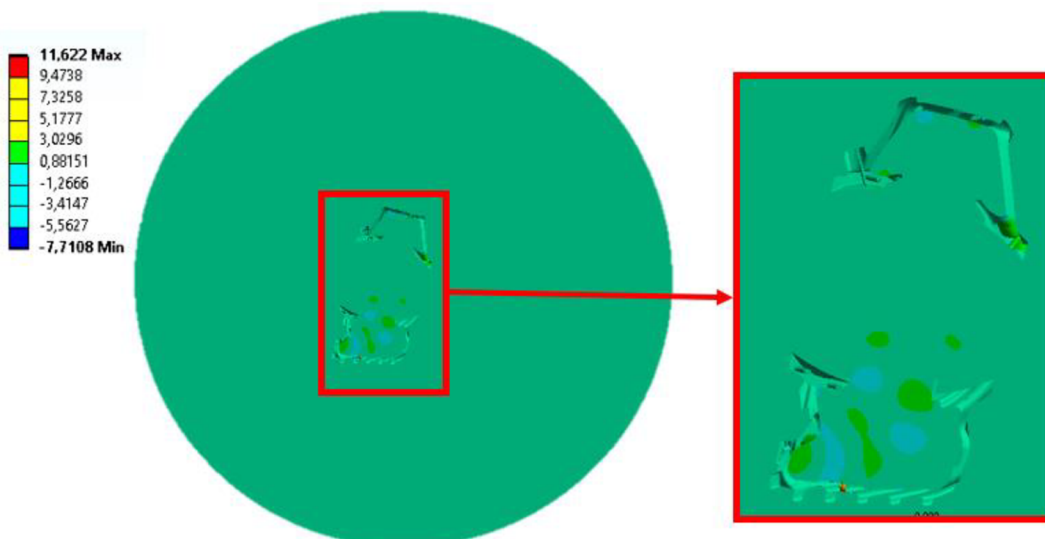


Obrázok 68 Hladiny akustického tlaku

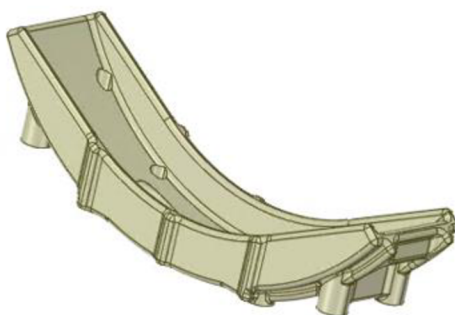
Posledný tretí skúmaný interval sa pohybuje v rozsahu od 3667,7 Hz do 3687,7 Hz, pričom skúmaná frekvencia je 3677,7 Hz. V tomto prípade sa výsledky akustického tlaku, ktorý vzniká pri zaťažení skrine prevodovky nachádzajú v rozmedzí -7,7108- 11,622 Pa. Obrázky 69 a 70 ukazujú priebeh akustického tlaku v jednotlivých rezoch. Prvý z nich zobrazuje priebeh akustického tlaku v deliacej rovine skrine prevodovky, pričom je nutné si povšimnúť, že je tlak opäť ako v predchádzajúcom prípade viac menej konštantný naprieč celým skúmaným vzduchovým priestorom a jeho hodnota sa pohybuje od 4 po 8,62 Pa. Ďalší z obrázkov (číslo 70) predstavuje oblasť, v ktorej dochádza k tvorbe maximálneho akustického tlaku. Maximum tlaku sa nachádza v spodnej časti skrine z vnútornej časti, ktorej oblasť je možné zanedbať, nakoľko je táto lokalita vystužená panvou (obr.71).



Obrázok 69 Akustický tlak v deliacej rovine

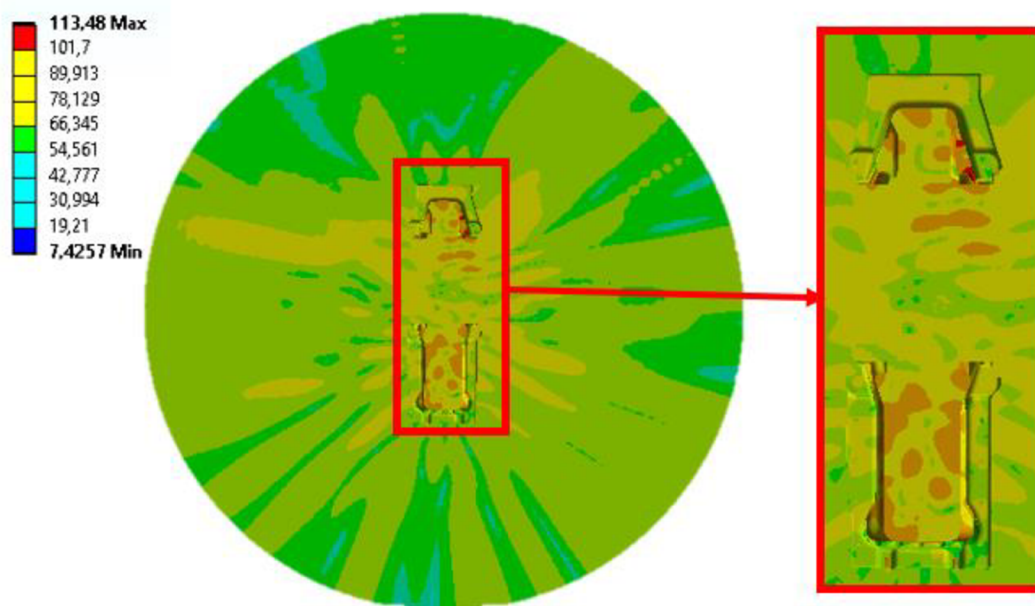


Obrázok 70 Maximálny akustický tlak

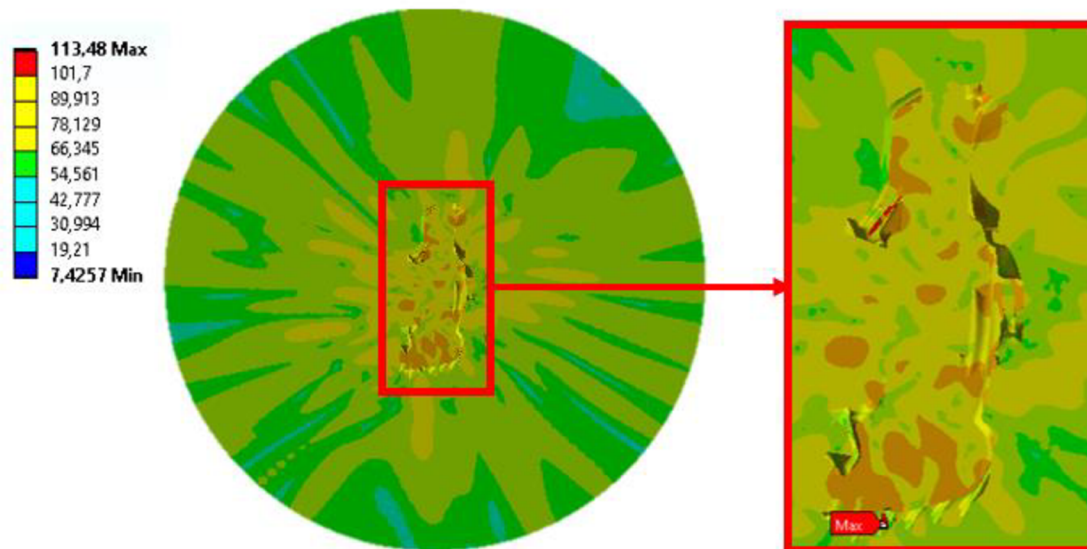


Obrázok 71 Panva

V prípade hladín akustického tlaku sa pohybujeme v hodnotách od 7,43 dB po 113,48 dB. Nasledujúce obrázky opäť predstavujú priebeh a tvar jednotlivých hladín. Za povšimnutie stojí to, že sa hodnoty hladín znižujú smerom od skúmanej súčasti. Prvý z obrázkov predstavuje rez skúmaným vzduchovým priestorom v oblasti deliacej roviny odliatkov skrine prevodovky (obr. 72) a naopak obrázok číslo 73 predstavuje oblasť, kde sa nachádza maximálna hladina akustického tlaku. Táto oblasť je opäť v spodnej časti odliatku skrine prevodovky, v rovnakom mieste ako bol indikovaný maximálny akustický tlak.



Obrázok 72 Hladiny akustického tlaku v deliacej rovine



Obrázok 73 Oblasť maximálnej hladiny akustického tlaku

ZÁVER

Úvod diplomovej práce je venovaný základným teoretickým poznatkom z oblasti akustiky a zvukových prejavov, spolu s ich šírením v prostredí. Práca ďalej pojednáva o problematike vzniku a šírenia vibrácií u prevodového ústrojenstva, napríklad záber ozubených kolies, chybu prevodu a jej nasledovné šírenie konštrukciou.

Značná časť práce je venovaná výpočtovému modelovaniu a jednotlivým postupom, ktoré je možné aplikovať pri riešení akustického problému. Prvotne sa táto časť práce zameriava na riešenie modálnej analýzy, kde v jej úvode je popísaný analytický postup riešenia modálnej analýzy. Pre zjednodušenie predstavy bol zvolený matematický popis sústavy telies s jedným stupňom voľnosti, ktorý je možné neskôr rozšíriť na komplexnejšie modely. Tento úsek je nasledovaný postupom na zhotovenie výpočtového modelu pre numerické riešenie daného problému, ktorý je popísaný na skúmanej skrini prevodovky. Model je riešený na báze metódy konečných prvkov, v ktorej sú spomenuté rôzne prístupy, podľa ktorých je možné postupovať. Záver modálnej analýzy je venovaný praktickej časti, v ktorej je na model skrine prevodovky aplikovaný už spomínaný postup numerického riešenia. Pred samotnou modálnou analýzou bol skúmaný vplyv definície kontaktného statusu na jej celkový výsledok. Pre zistenie tohto statusu bolo nutné previesť samostatnú (oddelenú) statickú štruktúrnu analýzu, pri ktorej boli definované jednotlivé predpätia spôsobené skrutkovým spojom v oblasti deliacej roviny odliatkov skrine prevodovky. Zistené výsledky boli neskôr aplikované na model a použité v porovnaní jednotlivých prístupov modálnej analýzy.

V ďalšej časti práce je pojednávaná harmonická analýza, ktorá bola popísaná rovnakým spôsobom, ako v predchádzajúcom prípade v modálnej analýze. V rámci tohto úseku práce sú zadefinované jednotlivé okrajové podmienky spolu s určením frekvenčných intervalov (celkom 3) a vybudovaných skúmaných plôch. V praktickej časti bol zvolený postup riešenia pomocou modálnej superpozície, pri ktorej boli využité výsledky z predchádzajúcej modálnej analýzy naprieč skúmanými frekvenčnými intervalmi.

Posledným z prevádzaných výpočtov, bola akustická analýza skrine, kedy bolo najskôr nutné určiť veľkosť a tvar skúmaného okolitého priestoru. Pre praktickú časť bol zvolený guľový priestor, ktorý bol vzdialený 0,5 m od skrine prevodovky. V rámci analýzy boli využité výsledky v podobe rýchlostí jednotlivých plôch z predchádzajúcej harmonickej analýzy. U modelu boli v rámci skúmaných frekvenčných intervalov vyhodnotené priebehy akustického tlaku a hladiny akustického tlaku, ktoré vznikajú v určenom vzduchovom priestore obklopujúcom model skrine prevodovky. V prvom zo sledovaných intervalov bol zistený maximálny akustický tlak rovný 17,534 Pa a k nemu odpovedajúca maximálna hladina akustického tlaku o hodnote 116,18 dB. U druhého intervalu, ktorý predstavuje trinásty vlastný tvar, bola maximálne hodnota akustického tlaku rovná 35,645 Pa a jeho maximálna hladina odpovedala 126,78 dB. Posledným zo skúmaných frekvenčných intervalov odpovedal dvadsiatemu siedmemu vlastnému tvaru. Tu boli hodnoty sledovaných akustických veličín najnižšie a to akustický tlak- 10,672 Pa a hladina akustického tlaku- 111,94 dB.

Na záver boli na základe výsledkov z predchádzajúcich analýz navrhnuté 2 konštrukčné modifikácie, ktorých cieľom bolo znížiť akustické prejavy skrine prevodovky. Tieto úpravy boli navrhované s ohľadom na čo najnižšie navýšenie celkovej hmotnosti súčiastky a boli prevedené cez vystuženia konštrukcie pomocou prídavných rebier. Obe navrhované optimalizácie boli podrobené výpočtom rovnako ako v prípade pôvodnej geometrie. Ich prínos bol hodnotený na základe výsledkov akustickej analýzy, u ktorej boli porovnávané výsledky

v rámci jednotlivých vlastných tvarov (1, 13, 27). V prípade najnižšieho vlastného módu (prvého) dosahuje najvyššie zlepšenie variant A, kde v prípade akustického tlaku dochádza k zníženiu o 90% a maximálna hodnota akustického tlaku klesla o 20,8%. Rovnako tak v prípade druhého sledovaného tvaru (13-teho) vidieť zlepšenie akustického prejavu u variantu A, kedy je pokles akustického tlaku o 80% a hladiny o 8%. V porovnaní posledného vlastného tvaru vidíme v oboch navrhovaných variantoch zhoršenie. Konkrétne u variantu A nastáva navýšenie tlaku o 8% a hladiny akustického tlaku o 1,4%. Variant B má v tomto prípade zvýšenie tlaku o 9,3% a hladiny o 1,3%. Prihliadnuc na výsledky akustických prejavov oboch navrhovaných optimalizácií možno tvrdiť, že variant A dosahuje lepších výsledkov, avšak bolo by nutné upraviť rebrá, ktoré sú umiestnené v oblasti upevnenia reakčnej tyče tak, aby nebránili v jej montáži a správnej funkcii.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Zákon č. 267/2015 Sb. „o ochrane verejného zdravia“
- [2] Nariadenie vlády č.217/2016 Sb. „o ochrane zdravia pred nepriaznivými účinkami hluku a vibrácií“
- [3] ŽIARAN, Stanislav. *Znižovanie kmitania a hluku v priemysle: kmitanie a akustika*. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2006, 330 s. : il. ISBN 80-227-2366-5.
- [4] NEUBERGOVÁ, Kristýna. Problematika hluku ze železniční dopravy. *Stavebnictví* [online]. , 4 [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: https://www.vlaky.net/upload/images/reports/006734/Stavebnictvi-problematika_hluku.pdf/
- [5] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. 4. přepracované vydání. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2019. ISBN ISBN978-80-01-06554-9
- [6] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2. / v Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s. : il. ISBN 80-214-3060-5
- [7] PETRÁK, Peter. *Hluk a vibrácie v dopravnej technike*. 1. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2015. 144 s. ISBN ISBN 978-80-227-4499-7.
- [8] PROKOP, A. *Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 160 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [9] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Brno, 2003. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Dušan Kolář
- [10] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [11] KURUC, Cyril. *Aplikace moderních diagnostických metod na ekologickou optimalizaci strojů*. Brno. Pojednání ke státní doktorské zkoušce. Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.
- [12] KRPALEK, David, Aleš PROKOP, Kamil ŘEHÁK a Václav PÍŠTĚK. *Vysokorychlostní vlaková převodovka* [online]. Brno, 2018 [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <http://www.uadi.fme.vutbr.cz/userfiles/uadi/files/Produkty%20VaV/2018/Prototypy/Vysokorychlostn%C3%AD%20p%C5%99evodov%C3%A9%20%C3%BAstroj%C3%AD%20-%20funk%C4%8Dn%C3%AD%20vzorek%202018.pdf>.

- [13] FRANKOVSKÝ, Peter, Martin GULA, Daniel MIČKO, Peter HUDÁK a Ján HRIVŇÁK. *Využitie modálnej analýzy pri diagnostike vibrácií strojných zariadení. Transfer inovácií* [online]. Technická univerzita v Košiciach, 2011, 2011(19), 7 [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/19-2011/pdf/178-184.pdf/>
- [14] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-010-0872-X.
- [15] NOVOTNÝ, Pavel. *Pružná tělesa v MBD*. Brno, 2020. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního inženýrství
- [16] ZHOU, Jianxing. Gearbox Low-Noise Design Method Based on Panel Acoustic Contribution. *Mathematical Problems in Engineering* [online]. 2014, 2014(5), 10 [cit. 2021-8-5]. Dostupné z: doi: 10.1155/2014/850549
- [17] NOVOTNÝ, Pavel. *Základy problematiky vibrací*. Brno, 2020. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního inženýrství
- [18] MALENOVSKÝ, E. *Počítačové metody mechaniky v dynamice* [online] [cit. 2021-04-27]. Dostupné z: http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/Pocitacove%20metody%20mechaniky%20v%20dynamice/PMM_v_dynamice.pdf/
- [19] ANSYS, Inc. *ANSYS 14.5 Help*. Canonsburg, USA, 2012.
- [20] DE SILVA, Clarence *Vibration: Fundamentals and Practice*. 1st. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. ISBN 0-8493-1808-4
- [21] LASOTA, M. *Aplikace bezdozvukových komor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Aleš Prokop.
- [22] Kondenzátorový mikrofón. *Muzikanti a kapely* [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://muzikantiakapely.cz/magazin/technika-nahravani-mikrofon/>
- [23] CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench*. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran : ilustrace (převážně barevné). ISBN 13:978-1-1384-8629-4.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

B	[-]	Matica tlmenia
b	[N.m.s ⁻¹]	Celkové tlmenie sústavy
b_{kr}	[N.m.s ⁻¹]	Kritické tlmenie
c	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť zvuku
\check{c}	[-]	číslo
F, F_m	[N]	Sila
f	[Hz]	Frekvencia
I	[W.m ⁻²]	Akustická intenzita
I_0	[W.m ⁻²]	Referenčná hodnota akustickej intenzity
K	[-]	Matica tuhosti
k	[N.m ⁻¹]	Tuhosť
L_I	[dB]	Hladina akustickej intenzity
L_p	[dB]	Hladina akustického tlaku
L_W	[dB]	Hladina akustického výkonu
M	[-]	Matica hmotnosti
m	[kg]	Hmotnosť
$MDOF$	[-]	Sústava s viac ako 1 stupňom voľnosti
P	[W]	Výkon
p_b	[Pa]	Skúmaná hodnota tlaku
p_c	[Pa]	Celkový akustický tlak
p_{ef}	[Pa]	Efektívna hodnota akustického tlaku
p_o	[Pa]	Referenčný akustický tlak
q	[m]	Výchylka
\dot{q}	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť
\ddot{q}	[m.s ⁻²]	Zrýchlenie
S	[m ²]	Plocha
$SDOF$	[-]	Sústava s 1 stupňom voľnosti
sb	[-]	Zbierka zákona
t	[s]	Čas
v	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť
W	[W]	Akustický výkon
W_o	[W]	Referenčná hodnota akustického výkonu

α	[-]	Útlm rýchlosti posunu
β	[-]	Útlm rýchlosti deformácie
δ	[rad.s ⁻¹]	Súčiniteľ doznievania kmitu
ξ	[-]	Pomerné tlmenie
ε_α	[-]	Súčiniteľ záberu zubu
ε_β	[-]	Súčiniteľ záberu kroku
ε_γ	[-]	Chyba prevodu
η	[-]	Súčiniteľ vnútorných strán
λ	[m]	Vlnová dĺžka
Ω	[Hz]	Vlastná frekvencia netlmenej sústavy
Ω_0	[Hz]	Vlastná frekvencia
Ω_{TL}	[Hz]	Tlmená vlastná frekvencia
ω	[rad.s ⁻¹]	Uhlová rýchlosť

**ZOZNAM PRÍLOH**

Označenie	Názov	Počet strán
Príloha I	Citlivosť siete	3
Príloha II	Rozdiel výsledkov	3