



# 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

## STANOVENÍ VLIVU KONSTRUKČNÍCH MODIFIKACÍ SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY NA NVH PARAMETRY

DETERMINATION OF GERABOX HOUSING MODIFICATION INFLUENCE ON NVH PARAMETERS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Gergő Kovács**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**

**BRNO 2025**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Gergő Kovács**  
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**  
Akademický rok: 2024/25

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:

## **Stanovení vlivu konstrukčních modifikací skříně převodovky na NVH parametry**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

V případě provozu převodového ústrojí dochází k buzení převodové skříně od záběru ozubení. Na převodovou skříň tak jsou kladeny nároky z hlediska dostatečné tuhosti a modálních vlastností. Současně se jedná o komponentu, kde je snahou snížení výrobních nákladů v podobě snížení celkové hmotnosti. Konstrukční modifikace v podobě vhodně navržených žeber zásadně ovlivňuje NVH parametry skříně.

### **Cíle diplomové práce:**

Provedení rešerše z hlediska řešené problematiky.  
Konstrukční návrh převodové skříně dle zadaných parametrů.  
Provedení numerických simulací.  
Navržení konstrukčních modifikací.  
Posouzení přínosů jednotlivých druhů konstrukčních modifikací.

### **Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Zvyšujúca sa úroveň hlukového znečistenia v dôsledku rastúcej dopravy negatívne ovplyvňuje zdravie a kvalitu života. S rozšírením elektromobilov klesol hluk z motorov, čím sa do popredia dostáva prevodovka ako významný zdroj hluku a vibrácií. Optimalizácia jej NVH parametrov je kľúčová pre zlepšenie komfortu, zníženie hmotnosti a výrobných nákladov, ako aj pre splnenie nárokov moderných používateľov na tichú jazdu. Táto diplomová práca sa zaoberá určením NVH parametrov skrine prevodovky. Obsahuje modálnu a harmonickú analýzu s využitím výpočtových metód. Na základe týchto analýz sú navrhnuté konštrukčné úpravy na zlepšenie NVH parametrov, ktoré sú pomocou výpočtového prístupu porovnávané voči pôvodnej geometrii.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

NVH, prevodovka, modálna analýza, harmonická analýza, skriňa, vibrácia, hluk

## ABSTRACT

The increasing level of noise pollution caused by growing traffic has a negative impact on health and quality of life. With the rise of electric vehicles, engine noise has been reduced, bringing the gearbox into focus as a significant source of noise and vibrations. Optimizing its NVH parameters is crucial for improving comfort, reducing weight and production costs, and meeting the demands of modern users for a quieter ride. This thesis focuses on determining the NVH parameters of a gearbox housing. It includes modal and harmonic analysis using computational methods. Based on these analyses, design modifications aimed at improving NVH performance are proposed and compared with the original geometry using a computational approach.

## KEYWORDS

NVH, gearbox, modal analysis, harmonic analysis, housing, vibration, noise

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Kovács, G. *Stanovení vlivu konstrukčních modifikací skříně převodovky na NVH parametry*. Brno, 2025. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedúci diplomovej práce Kamil Řehák. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/162444>.



## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

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

V Brne dňa 23. mája 2025

.....

Gergő Kovács

## POĎAKOVANIE

V prvom rade patrí poďakovanie vedúcemu diplomovej práce, Ing. Kamilovi Řehákovi, Ph.D., za odborné vedenie, pomoc, cenné rady a pripomienky pri vypracovaní tejto práce. Ďalej by som sa chcel poďakovať rodičom za podporu počas celého štúdia a Bohu za jeho milosti.

## OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Prevodové ústroje .....</b>	<b>12</b>
1.1 Účel prevodoviek.....	12
1.2 Typy prevodoviek.....	12
1.2.1 Manuálne prevody .....	12
1.2.2 Automatické prevody .....	13
1.2.3 Prevodovky DSG (Direct Shift Gearbox).....	13
1.2.4 Kontinuálne variabilné prevodovky (CVT).....	14
1.2.5 Hydrostatické prevodovky.....	14
1.2.6 Hydrostatické prevodovky.....	14
1.2.7 Elektrické prevodovky.....	15
1.2.8 Lanové prevodovky .....	15
1.3 Využitie prevodoviek.....	15
1.4 Výzvy a budúce trendy v oblasti prevodoviek.....	16
1.5 Prevodovka ako zdroj hluku vozidla.....	17
1.6 Vibrácia a hluk spôsobené prevodovkou .....	17
1.7 Vnútorne reakcie prevodovky.....	18
1.8 Spektrum hluku prevodoviek.....	22
1.8.1 Nízke harmonické otáčky hriadeľa.....	24
1.8.2 Harmonické frekvencie základnej zubovej frekvencie a ich vedľajšie pásma ..	24
1.8.3 Subharmonické zložky .....	25
1.8.4 Zvláštne komponenty .....	25
1.8.5 Periodicita signálov meraných na planétovej .....	26
1.8.6 Hrkotanie prevodovky .....	27
1.8.7 Komponenty spektra pochádzajúce z porúch valivých .....	27
1.9 Vplyv konštrukcie skrine na akustiku.....	27
1.9.1 Materiál.....	28
1.9.2 Výrobný proces .....	28
1.10 Štruktúra včelieho plástu.....	29
<b>2 Vibroakustika.....</b>	<b>32</b>
2.1 Zvuk.....	32
2.2 Hluk .....	32
2.3 Účinky hluku na človeka .....	32
2.4 Vibrácia.....	33
2.5 Akustika .....	37
2.5.1 Akustické veličiny .....	37
2.5.2 Akustický tlak.....	37
2.5.3 Čistý tón.....	38
2.5.4 Akustická intenzita .....	38
2.5.5 Akustický výkon.....	39
2.5.6 Hladina akustických veličín.....	39
2.5.7 Hladina akustického tlaku .....	39
2.5.8 Hladina akustického výkonu .....	40
2.5.9 Hladina akustickej intenzity .....	41

<b>3</b>	<b>Prístupy k riešeniu NVH parametrov .....</b>	<b>42</b>
3.1	Modálna analýza.....	42
3.1.1	Numerický prístup.....	43
3.2	Harmonická analýza .....	44
3.2.1	Numerický prístup.....	45
3.2.2	Metóda modálnej superpozície .....	46
3.2.3	Plná metóda.....	46
3.3	Multibody systémy .....	47
<b>4</b>	<b>Zhrnutie nadobudnutých poznatkov .....</b>	<b>49</b>
<b>5</b>	<b>Skúmaná prevodovka .....</b>	<b>52</b>
5.1	Predstavenie prevodovky .....	52
5.2	Parametre prevodovky.....	54
5.2.1	Parametre ozubených kolies.....	55
<b>6</b>	<b>Stanovenie NVH parametrov prevodovky .....</b>	<b>58</b>
6.1	Výpočet zubovej frekvencie pri maximálneho točivého momentu.....	59
6.2	Modálna analýza pôvodnej prevodovej skrine .....	65
6.2.1	Nastavenie materiálového modelu .....	65
6.2.2	Diskretizácia modelu.....	66
6.2.3	Numerická modálna analýza prevodovky .....	68
6.3	Harmonická analýza pôvodnej konštrukcie .....	69
6.3.1	Výpočet sily v ozubení a reakčné sily v ložiskách.....	69
6.3.2	Numerická harmonická analýza prevodovky.....	77
<b>7</b>	<b>Vlastná konštrukcia .....</b>	<b>86</b>
7.1	Nový model skrine .....	86
7.2	Konštrukčné úpravy .....	86
7.2.1	Zmena hrúbky steny.....	87
7.2.2	Pridanie rebier .....	87
7.2.3	Voštinová štruktúra .....	91
7.2.4	Výsledný tvar .....	92
<b>8</b>	<b>Stanovenie NVH parametrov vlastnej koncepcie.....</b>	<b>94</b>
8.1	Modálna analýza vlastnej koncepcii skrine.....	94
8.1.1	Nastavenie materiálového modelu .....	94
8.1.2	Diskretizácia modelu vlastnej koncepcie .....	94
8.1.3	Numerická modálna analýza vlastnej koncepcii skrine prevodovky .....	96
8.2	Harmonická analýza vlastnej koncepcie .....	97
<b>9</b>	<b>Vyhodnotenie výsledkov .....</b>	<b>104</b>
	<b>Záver .....</b>	<b>106</b>
	<b>Použité informačné zdroje.....</b>	<b>107</b>
	<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov.....</b>	<b>114</b>

## ÚVOD

V minulosti úroveň hlučnosti nevyžadoval až takú pozornosť, ale teraz, keď má takmer každý nejaký druh dopravného prostriedku a sme s nimi schopní prekonať väčšie vzdialenosti, stupeň hlukového znečistenia výrazne zvýšil. Práve to môže z dlhodobého hľadiska spôsobiť neprijemnosti pre jednotlivca cestujúceho s nejakým druhom dopravného prostriedku, ľudí v mestách s väčším počtom obyvateľov, alebo aj v prírode pre živé bytosti.

Tento nárast hlučnosti je spojený s vyššími nárokmi na dopravu, čo je nevyhnutné vzhľadom na rast populácie a zvyšujúci sa dopyt po rýchlej mobilite. Vysoké hladiny hluku môžu mať dlhodobé negatívne následky na fyzické a psychické zdravie obyvateľov. Príklady zahŕňajú zníženie kvality spánku, stres, problémy so sústredením, poruchy sluchu a zvýšený krvný tlak. Tieto faktory následne ovplyvňujú produktivitu, vzťahy a celkovú pohodu jednotlivcov.

Vzhľadom na tieto zdravotné riziká a negatívne dôsledky na kvalitu života sa stáva nevyhnutné, aby sme hľadali efektívne riešenia, ktoré by zmiernili úroveň hluku v mestách a v doprave. Jedným z kľúčových krokov v tomto smere je identifikácia hlavných zdrojov hluku, ako sú spaľovacie motory a ďalšie komponenty vozidiel, ktoré majú zásadný vplyv na celkovú hlučnosť.

Najvýznamnejším zdrojom hluku vo vozidlách sú spaľovacie motory spolu s hnacím ústrojenstvom, pneumatiky alebo samotná karoséria, okolo ktorého prúdi vzduch, aj keď na mieru produkcie hluku vplýva aj rýchlosť vozidla. V dnešnej dobe je používanie materiálov na znižovanie hluku rozšírené a v mnohých krajinách sa objavili zákony, nariadenia a normy, ktoré chránia ľudí pred nadmerným hlukom.

S rastúcou prevalenciou elektrických vozidiel sa ukázalo, že v porovnaní s vozidlami so spaľovacím motorom došlo k výraznému zníženiu úrovne hluku z hľadiska hluku motora. Jednou zo súčastí hnacieho ústrojenstva je prevodovka, ktorá síce prispieva k emisiám hluku len pomerne málo v porovnaní s hlukom generovaným motorom, ale v dôsledku znižovania hluku z vyššie uvedených zdrojov sa stáva čoraz dôležitejším faktorom. Keďže ide o komponent hnacieho ústrojenstva, ktorý sa skladá z viacerých súčastí, existuje väčší potenciál vzniku neprijemných vibrácií a hluku pre vodiča. Na prevodovú skriňu sa kladú nároky z hľadiska dostatočnej tuhosti a modálnych vlastností a zároveň ide o komponent, pri ktorom je cieľom znížiť výrobné náklady a zníženie celkovej hmotnosti. Z týchto dôvodov sa oplatí venovať zvýšenú pozornosť optimalizácii parametrov NVH tohto komponentu.

Cieľom inovácií je nielen zníženie hlukových emisií, ale aj zlepšenie celkovej kvality a spokojnosti používateľov, ktorí sa stávajú čoraz náročnejšími na komfort a tichosť vozidiel, čo je jedným z hlavných faktorov pri výbere nových modelov.

# 1 PREVODOVÉ ÚSTROJE

Prevodovky, alebo prevodové mechanizmy, sú kľúčovým prvkom mechanických systémov, ktoré umožňujú zmenu otáčok a krútiaceho momentu medzi dvoma hriadeľmi. Sú základnou súčasťou rôznych zariadení, od motorových vozidiel po priemyselné stroje, a ich účelom je optimalizovať výkon pohonných jednotiek, zlepšiť účinnosť a kontrolovať rýchlosť otáčania na požadovanú hodnotu.

## 1.1 ÚČEL PREVODOVIEK

Základným princípom fungovania prevodovky je využitie ozubených kolies rôznych veľkostí, ktoré vzájomne interagujú na prenášanie sily. Prevodovky sú nevyhnutné pre správne fungovanie motorov, pretože umožňujú prispôsobiť výstupné otáčky motoru podľa potreby zariadenia. Prevodovky využívajú na:

- zmenu veľkosti točivého momentu a otáčok,
- zmenu zmyslu točivého momentu a otáčok,
- dlhodobú deaktiváciu prenosu točivého momentu.

Prevodovka v podstate optimalizuje výkon pohonnej jednotky na základe požiadaviek daného mechanizmu, čím zabezpečuje efektívny a stabilný chod stroja alebo vozidla. Je neoddeliteľnou súčasťou mnohých aplikácií v automobilovom a priemyselnom sektore, kde požiadavky na flexibilitu a účinnosť v rôznych pracovných podmienkach sú kľúčové.

## 1.2 TYPY PREVODOVIEK

S rôznymi typmi prevodoviek sa spájajú špecifické mechanizmy, ktoré majú rôzne výhody, nevýhody a oblasti aplikácie. Každý typ prevodovky využíva jedinečné mechanizmy, ktoré sú navrhnuté na optimalizáciu prenosu výkonu v rôznych podmienkach. Tieto mechanizmy sú zvyčajne prispôbené špecifickým požiadavkám daného vozidla alebo stroja, a preto sa ich výhody a nevýhody odrážajú v spôsobe, akým ovplyvňujú spotrebu paliva, efektívnosť jazdy, kontrolu nad vozidlom, alebo celkový komfort užívateľa.

### 1.2.1 MANUÁLNE PREVODY

Manuálna prevodovka je jedným z najstarších typov prevodoviek, ktoré sa stále používajú v mnohých vozidlách, predovšetkým v športových a kompaktných automobiloch. Vodič manuálnej prevodovky musí ručne zvoliť prevodový stupeň a súčasne ovládať spojku, ktorá umožňuje odpojenie motora od prevodovky počas zmeny prevodu.

Manuálne prevodovky obsahujú sériu ozubených kolies rôznych veľkostí, ktoré sú umiestnené v prevodovke v rôznych konfiguráciách. Prevodové stupne sa menia ručne pomocou radiacej

páky, pričom mechanizmus spojky umožňuje odpojenie motora od prevodovky na okamih pri zmene prevodu. Tento proces si vyžaduje určité zručnosti a pozornosť vodiča.

Manuálne prevodovky sú energeticky efektívne, pretože mechanizmus je relatívne jednoduchý a nezahŕňa komplikované hydraulické systémy, ktoré spôsobujú mechanické straty v automatických systémoch. Tento systém ponúka veľmi nízku spotrebu paliva, najmä pri športovej jazde. Na základe Naunheimera a spol. [1], ale používanie manuálnej prevodovky môže byť náročné, najmä v mestskom prostredí, kde je potrebné časté používanie spojky a radiacej páky. Taktiež môže byť menej pohodlné v dopravných zápchach.

### 1.2.2 AUTOMATICKÉ PREVODY

Automatické prevodovky sú systémom, ktorý umožňuje vozidlu meniť prevodové stupne bez zásahu vodiča. Tento typ prevodovky je v moderných automobiloch veľmi bežný, keďže zaručuje vyšší komfort počas jazdy. Najčastejšie automatická prevodovka používa planetárne prevody a hydraulické systémy na plynulé riadenie prenosu výkonu medzi motorom a kolesami [1]. Planetárne prevody sú schopné meniť prevodový pomer bez potreby manuálneho zásahu vodiča.

Hlavnou výhodou automatických prevodoviek je zvýšený komfort jazdy, pretože vodič sa nemusí sústrediť na manuálne zmeny prevodov. Automatické prevodovky sú tiež ideálne na jazdu v mestskom prostredí, kde je časté zastavovanie a rozbiehanie. Automatické prevodovky sú ale zvyčajne menej efektívne ako manuálne prevodovky [1], čo môže viesť k vyššej spotrebe paliva. Taktiež bývajú drahšie na údržbu kvôli ich zložitejšiemu mechanizmu.

### 1.2.3 PREVODOVKY DSG (DIRECT SHIFT GEARBOX)

Prevodovky DSG (dvojspojkové prevodovky) sú pokročilé systémy, ktoré kombinujú výhody manuálnych a automatických prevodoviek. Systém používa dve spojky, čo umožňuje veľmi rýchlu zmenu prevodového stupňa bez prerušenia prenosu výkonu. Prevodovky DSG používajú dve spojky: jedna pre nepárne prevody a druhá pre párne prevody. Tento systém umožňuje, aby sa ďalší prevodový stupeň pripravoval vopred, čo vedie k veľmi rýchlej zmene prevodu bez straty výkonu [2]. Jazda je veľmi podobná jazde s manuálnou prevodovkou, lebo hnacie kolá sú behom jazdy po celú dobu spojené s motorom. Tento systém tiež znižuje straty energie, ktoré by inak vznikli pri používaní tradičných automatických prevodoviek.

Hlavnou výhodou DSG je rýchlosť a hladkosť zmien prevodových stupňov, čo poskytuje výborný zážitok z jazdy. Prevodovky DSG majú vysokú účinnosť prenosu točivého momentu. Tiež, ako už bolo spomínané, DSG systémy kombinujú výhody manuálnych a automatických prevodoviek, čím poskytujú flexibilitu a efektívnosť. Prevodovky DSG sú náročnejšie na výrobu a údržbu, čo zvyšuje ich náklady. Okrem toho môžu mať problémy pri jazde pri veľmi nízkych rýchlostiach, ako je parkovanie alebo manévrovanie [2].

#### 1.2.4 KONTINUÁLNE VARIABILNÉ PREVODOVKY (CVT)

Kontinuálna variabilná prevodovka (CVT) je systém, ktorý umožňuje plynulú zmenu prevodového pomeru medzi motorom a kolesami bez použitia tradičných pevných prevodov. CVT prevodovky používajú systém kuželových kolies alebo pásov, ktoré umožňujú plynulú zmenu prevodového pomeru medzi motorom a kolesami. Tento mechanizmus nahrádza pevné prevodové stupne a umožňuje motoru pracovať v optimálnych otáčkach.

Podľa Hilgersa a Achenbacha [3] hlavnou výhodou CVT je schopnosť dosiahnuť veľmi vysokú palivovú efektívnosť, pretože motor môže vždy pracovať pri svojich optimálnych otáčkach bez nutnosti prechodu medzi pevnými prevodovými stupňami. Ďalšou výhodou je plynulý prenos výkonu, čo zlepšuje komfort jazdy. Hlavnou nevýhodou CVT je, že niektorí vodiči môžu považovať jazdu za menej dynamickú, pretože chýba tradičný pocit zmeny prevodových stupňov.

#### 1.2.5 HYDROSTATICKÉ PREVODOVKY

Hydrostatická prevodovka je druh prevodového systému, ktorý používa tekutinu (obvykle olej) na prenos výkonu medzi rôznymi komponentami systému. Tento typ prevodovky je často používaný v priemyselných aplikáciách, poľnohospodárskych strojoch a niektorých typoch vozidiel, ktoré potrebujú plynulé a presné riadenie otáčok. Hydrostatické prevodovky využívajú čerpadlá a motory, ktoré pracujú na princípe prenosu výkonu prostredníctvom tlaku kvapaliny. Ako Costa a Sepehri [4] píšú, systém je zložený z hydrodynamického čerpadla, ktoré vytvára tlak v kvapaline, a hydraulického motora, ktorý tento tlak premieňa na mechanický pohyb. Tento mechanizmus umožňuje plynulý prenos výkonu bez potreby tradičných prevodových stupňov.

Hydrostatické prevodovky umožňujú plynulý prenos výkonu a nekonečný rozsah prevodových pomerov, čo je ideálne pre aplikácie, ktoré vyžadujú presné ovládanie rýchlosti. Vhodné pre aplikácie, kde je potrebný vysoký krútiaci moment pri nízkych rýchlostiach (napr. priemyselné stroje, traktory). Hydrostatické prevodovky môžu trpieť energetickými stratami kvôli prevodu energie cez hydraulickú kvapalinu. Vyžadujú pravidelnú údržbu, aby sa zabezpečila správna funkčnosť hydraulických komponentov.

#### 1.2.6 HYDROSTATICKÉ PREVODOVKY

Hydrodynamické prevodovky využívajú tekutinu (zvyčajne olej) na prenos výkonu medzi motorom a výstupným hriadeľom, pričom hlavný komponent je "menič krútiaceho momentu" (torque converter). Tento systém sa bežne používa v automobiloch, najmä v starších typoch automatických prevodoviek. Hydrodynamické prevodovky fungujú na princípe meniča krútiaceho momentu [1], ktorý sa skladá z troch hlavných častí: čerpadla, turbíny a statora. Čerpadlo poháňa kvapalinu (olej), ktorý je následne prúdiaci cez turbínu a vytvára krútiaci moment. Tento systém umožňuje plynulý prenos sily pri zmenách otáčok motora.

Hydrodynamické prevodovky poskytujú plynulý prenos výkonu bez trhavých prechodov medzi prevodovými stupňami. Tento systém má tendenciu byť menej náchylný na opotrebenie v dôsledku plynulého prechodu medzi otáčkami motora a výstupného hriadeľa. Prevodovky

používajúce hydrodynamické systémy môžu vykazovať vyššie mechanické straty než iné prevodovky, čo vedie k nižšej účinnosti. Hydrodynamické systémy vyžadujú pravidelnú údržbu, najmä ak ide o meniče krútiaceho momentu.

### 1.2.7 ELEKTRICKÉ PREVODOVKY

Elektrické prevodovky sú stále viac používané v elektromobiloch a hybridných vozidlách. Tieto systémy využívajú elektrické motory na prenos výkonu, pričom prebieha transformácia medzi otáčkami a krútiacim momentom v závislosti od požiadaviek na výkon. Elektrické prevodovky nevyužívajú tradičný mechanický systém ozubených kolies, ale prenos výkonu prebieha priamo medzi elektrickým motorom a výstupnými hriadelmi. Hilgers a Achenbach vo svojom práci [3] píše o tom, že tento prenos je veľmi efektívny, pretože nie je potrebné prevádzať výkon cez mechanické spojky či prevody, čo je výhodné pre optimalizáciu spotreby energie.

Elektrické prevodovky poskytujú veľmi vysokú účinnosť, pretože neexistujú mechanické straty pri prenose výkonu. Tieto prevodovky sú ideálne pre elektrické a hybridné vozidlá, kde je dôležitá nízka spotreba energie a plynulý prenos výkonu. Elektrické motory a s tým spojené prevodovky sú stále nákladnejšie na výrobu v porovnaní s konvenčnými mechanickými prevodovkami. Elektrické motory môžu mať limitovanú schopnosť poskytovať vysoké hodnoty krútiaceho momentu pri veľmi vysokých rýchlostiach.

### 1.2.8 LANOVÉ PREVODOVKY

Lanové prevodovky sú špecifickým typom mechanického systému, ktorý využíva laná na prenos pohybu. Tento typ prevodovky je veľmi zriedkavý v automobilovom priemysle, ale nachádza svoje uplatnenie v priemyselných a ťažkých strojárskych aplikáciách, kde je potrebný prenos pohybu na dlhé vzdialenosti. Používanie lanových prevodov sa stáva čoraz častejšou aj v robotike pri humanoidných robotov. Lanové prevodovky využívajú systémy oceľových lán, ktoré sú napnuté medzi dvoma alebo viacerými valcami [2]. Tieto laná prenášajú pohyb z jedného mechanizmu na druhý, pričom laná sú poháňané motorom alebo iným pohonným systémom.

Lanové systémy môžu prenášať veľké sily, čo je ideálne pre aplikácie ako žeriavy alebo iné ťažké stroje. Laná môžu byť prispôbené na rôzne aplikácie, čo robí tento systém flexibilným. Lanové prevody môžu podliehať rýchlemu opotrebeniu, najmä pri veľkých zaťaženiach. Tento systém nie je ideálny pre aplikácie, kde je potrebná veľmi presná kontrola nad pohybom.

## 1.3 VYUŽITIE PREVODOVIEK

Prevodovky zohrávajú kľúčovú úlohu v mnohých priemyselných, automobilových a špecifických aplikáciách. Každý typ prevodovky je navrhnutý tak, aby spĺňal špecifické požiadavky daného odvetvia. Zohľadnenie parametrov ako účinnosť, spoľahlivosť, životnosť a náklady je nevyhnutné pri výbere správnej prevodovky pre konkrétnu aplikáciu. S narastajúcimi požiadavkami na energetickú efektívnosť a znižovanie emisií bude aj budúci

vývoj prevodoviek čoraz viac smerovať k inováciám, ktoré zabezpečia ešte lepší výkon a environmentálnu udržateľnosť.

Prevodovky v automobiloch zohrávajú zásadnú úlohu pri prenose výkonu z motora na kolesá a zabezpečujú efektívne a plynulé prechody medzi rôznymi rýchlosťami a zaťaženiami. V automobilovom priemysle sa používajú rôzne typy prevodoviek, ako manuálne, automatické, semiautomatické a bezstupňové (CVT).

Prevodovky majú v priemyselných aplikáciách široké využitie, kde zabezpečujú prenos výkonu medzi rôznymi strojmi a zariadeniami. Priemyselné prevodovky sa používajú v rôznych oblastiach, ako sú výroba, ťažba, doprava a obsluha strojov. V závislosti od aplikácie sa používajú rôzne typy prevodoviek: zubové, planétové, šnekové a špirálové prevodovky.

Letecký priemysel využíva prevodovky na reguláciu otáčok turbín, vrtúľ a iných mechanizmov v lietadlách a helikoptéroch. V tomto odvetví sú kladené mimoriadne vysoké nároky na spoľahlivosť a efektívnosť prevodoviek, keďže porucha prevodovky môže mať vážne následky.

#### 1.4 VÝZVY A BUDÚCE TRENDY V OBLASTI PREVODOVIEK

Prevodovky sú neoddeliteľnou súčasťou mnohých technických a priemyselných aplikácií, ale v súčasnosti čelí niekoľkým výzvam, ktoré ovplyvňujú ich vývoj. S rastúcim dôrazom na efektívnosť, udržateľnosť a technologické inovácie sa tiež objavujú nové trendy, ktoré budú formovať budúcnosť prevodoviek.

S rastúcim tlakom na ekologickú zodpovednosť sa prevodovky musia prispôbiť požiadavkám na nižšiu spotrebu paliva a znížovanie emisií CO<sub>2</sub>. Dôležité je optimalizovať prevodové systémy na zníženie energetických strát a zlepšiť celkovú účinnosť. V sektore elektrických vozidiel a hybridných pohonov je požiadavka na nižšiu hmotnosť a kompaktnosť prevodoviek. Prevodovky musia byť ľahšie, no zároveň dostatočne silné na prenos vysokých krútiacich momentov. V priemyselných a automobilových aplikáciách sa kladie dôraz na vyššiu spoľahlivosť prevodoviek. Očakáva sa, že prevodovky budú musieť odolávať náročným podmienkam a minimalizovať potrebu údržby a opráv.

Adaptívne prevodovky, ktoré sa automaticky prispôbujú podmienkam jazdy, sa stávajú populárnymi, najmä v elektrických a autonómnych vozidlách. Tieto systémy umožňujú plynulejší výkon a lepšiu efektívnosť. S rozvojom elektrických vozidiel sa očakáva, že prevodovky sa budú viac prispôbovať elektromotorom. Tieto prevodovky môžu byť jednoduchšie, bez potreby tradičných prevodových stupňov. S rastúcim využívaním IoT (Internet of Things, teda Internet vecí) a senzorov budú prevodovky schopné monitorovať svoje vlastnosti a výkon v reálnom čase. To umožní včasnú diagnostiku problémov a prediktívnu údržbu. Pokročilé materiály, ako kompozity a nanotechnológie, umožnia zlepšiť vlastnosti prevodoviek, ako je odolnosť voči opotrebeniu a efektívnosť prenosu výkonu.

## 1.5 PREVODOVKA AKO ZDROJ HLUKU VOZIDLA

Pojmy hlučnosť a vibrácia, v anglických literárnych dielach často spomínané ako NVH (noise, vibration and harshness), sú definované ako účinky budičov vibrácií vo vozidle (nepravidielnosti motora, trhnutia pri posune nákladu atď. [5]), ktoré možno počuť ako hlučnosť alebo vnímať ako vibrácie. Keďže vibrácie môžu negatívne ovplyvniť pohodlie, táto otázka sa stáva čoraz dôležitejšou pri vývoji a v hodnotení. Cieľom je zabrániť vibráciám, ktoré môžu negatívne ovplyvniť pohodlie jazdy. Správanie sa NVH sa reguluje pomocou akustického konštrukčného návrhu. V tomto prípade sa akustika príslušných komponentov (napr. motora alebo výfukového systému) optimalizuje tak, aby spĺňala potreby zákazníka.

S neustálym znižovaním hlučnosti spaľovacích motorov, používaním hybridizácie a elektromotorov sa hlučnosť prevodovky stáva čoraz dôležitejšou otázkou pri vývoji automobilov. Podľa Fishera a spol. [5] úlohu prevodovky v akustike vozidla možno posudzovať z dvoch hľadísk. Na jednej strane je prevodovka zdrojom hlučnosti v hnacom ústrojenstve a prispieva k hlučnosti v priestore pre cestujúcich a mimo vozidla. Na druhej strane prevodovka spolu s motorom a hnacím ústrojenstvom zodpovedá aj za akustickú spätnú väzbu pre vodiča a "zvuk vozidla".

## 1.6 VIBRÁCIA A HLUK SPÔSOBENÉ PREVODOVKOU

Integrálny príspevok k celkovému hlučnosti vozidla (vnútorný hlučnosť, vonkajší hlučnosť) je nízky v porovnaní s podielom hlučnosti spaľovacieho motora a s ostatnými hlučnosťami vozidla (hlučnosť vetra, hlučnosť valenia). Prevodovky vozidiel však môžu mať veľmi silný charakter chrastenia alebo tónového (spievajúceho, kvíliaceho) hlučnosti, ktorý je spôsobený prevodovými pomermi prostredníctvom prevodových súprav [5], ktoré majú rušivý vplyv na celkový dojem z hlučnosti. Tieto zvuky môžu byť v hraničných prevádzkových stavoch veľmi dominantné a neprijateľné.

Smith [6] vo svojom práci označuje hlavnou príčinou vzniku hlučnosti prevodoviek silu, ktorá vytvára vibrácie (v komponentoch), ktoré sa potom prenášajú na okolitú konštrukciu. Až keď vibrácie rozrušia vonkajšie steny, vzniká hlučnosť prenášaný vzduchom. Vo vnútri bežnej uzavretej prevodovky sú vysoké hladiny akustického tlaku. Zvyčajne to ale nevedí, pretože kolísanie tlaku vzduchu vo vnútri nie je dostatočne silné na to, aby rozvibrovalo prevodovú skriňu [6].

Pri opise hlavných zdrojov hlučnosti sa bude predpokladať, že zuby sú v zábere. Každý jednotlivý pár zubov, ktoré sú v zábere, sa najprv dotýka v jednom bode a potom sa vzájomne preklzujú nad sebou. Vstup do záberu môže spôsobiť malý mechanický ráz, ktorý vyvolá štruktúrnu vibráciu, pretože narazí na poruchy na obežných dráhach valivých ložísk. Tieto vibrácie sa prenášajú konštrukciou prevodovky. Frekvenciu týchto vibrácií môžeme merať [7]. Existuje mnoho rezonančných frekvencií konštrukcie prevodovky, ktoré však nie sú asociované s individuálnou časťou prevodovky alebo ozubeným kolesom. Mechanický ráz v tomto prípade nie je sprevádzaný s tlmenými kmitmi ako v prípade porúch valivých ložísk.

Chybu prevodu Munro [8] definuje tak, že si predstavíme, že vstupné ozubené koleso sa poháňa absolútne ustálenou uhlovou rýchlosťou a potom dúfame, že výstupné ozubené koleso sa otáča ustálenou uhlovou rýchlosťou. Akákoľvek odchýlka od tejto ustálenej rýchlosti spôsobuje odchýlku od "správnej polohy" výstupu a to je chyba prevodu, ktorá následne spôsobuje vibrácie. Keď sa to chceme formálnejšie povedať, tak chyba prevodu je rozdielom medzi

uhlovou polohou, ktorú by výstupný hriadeľ pohonu zaujal, v prípade dokonalého pohonu, a skutočnou polohou výstupu [6].

## 1.7 VNÚTORNÉ REAKCIE PREVODOVKY

Chyba prevodu je chyba medzi zubami ozubených kolies. Myšlienka relatívneho posunu (mikróny), ktorý je príčinou zmeny silového pôsobenia, a tým aj vibrácií [9], je nezvyčajná, pretože zvyčajne budíme vonkajšou silou, napríklad vibráciami podpery, aby vznikli vibrácie. Pri ozubených prevodoch máme relatívny posun (chyba prevodu) medzi zapadajúcimi ozubenými kolesami, ktoré vytvárajú sily medzi zubami a následné vibrácie v systéme. Relatívny posun medzi zubami vzniká pôsobením rovnakých a opačných vibračných síl na povrchy zubov oboch ozubených kolies, ktoré ich od seba vzdávajú a vychýlia na dostatočnú vzdialenosť, aby sa prispôbili chybe prenosu.

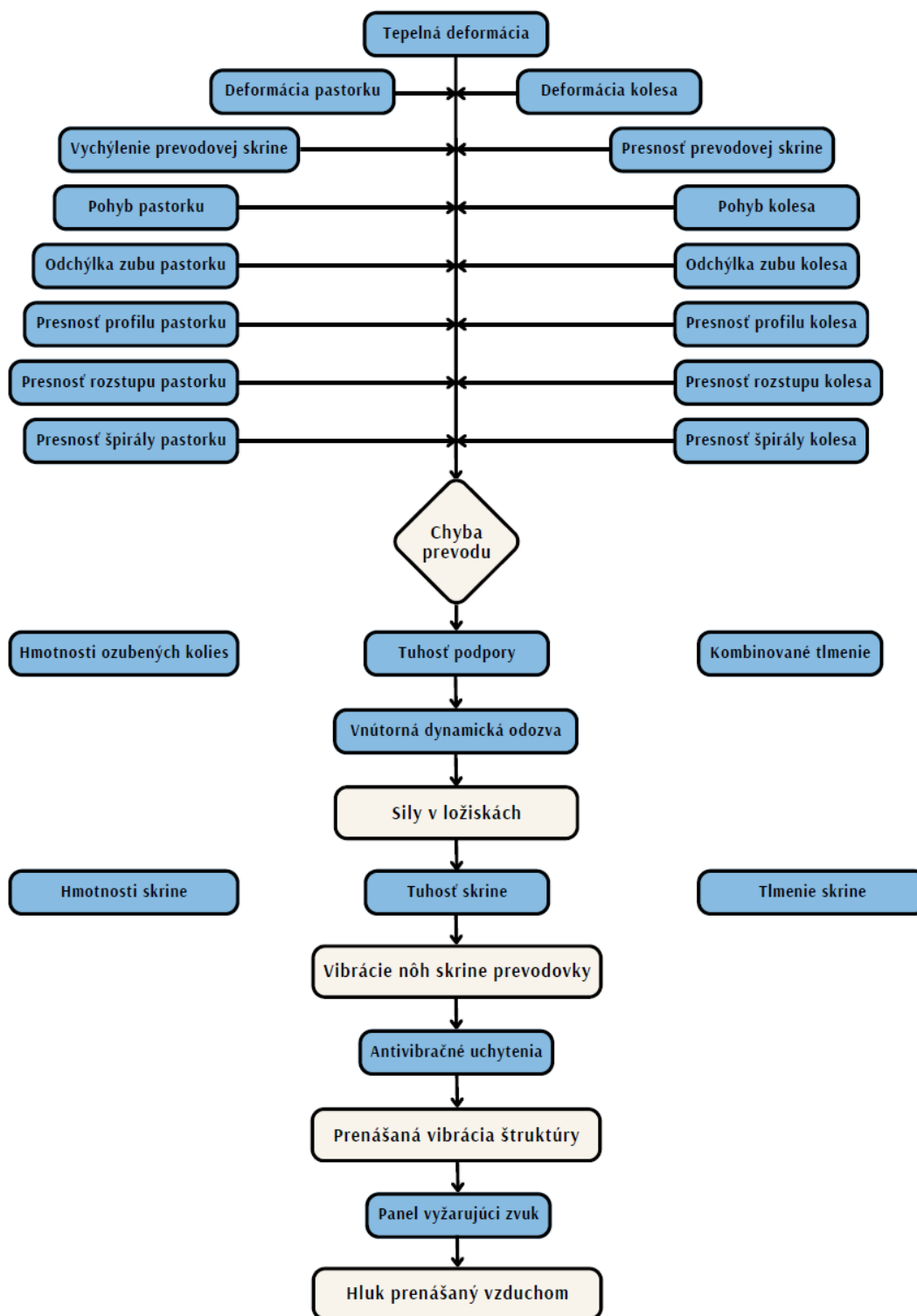
V aute môže viesť cesta rušenia cez komponentov hnacieho ústrojenstva, ktoré sa nachádzajú pred alebo za prevodovkou, pretože vibrácie z prevodovky sa šíria do motora a vyžarujú z panelov motora alebo unikajú cez držiaky motora do karosérie alebo sa šíri na zadnú nápravu a cez jej podpery do karosérie. Kedysi sa vibrácie šíрили aj priamo cez prevodovku páky a spojkové lanká do karosérie. Obvykle sa vychádza z predpokladu, že pri modelovaní vnútorných rezonancií a odoziev je možné ložiskové puzdrá považovať za tuhé [6]. To je zvyčajne rozumná idealizácia situácie, pretože pohyby puzdier ložísk sú zvyčajne menšie ako 10 % [6] pohybov ozubených kolies. Príležitostne pružná skriňa alebo skriňa, v ktorej sa hmoty pohybujú v protifáze, spôsobí zníženie alebo zvýšenie zdanlivej tuhosti nosných hriadeľov alebo ložísk.

Jednou z prvých požiadaviek je určiť, či je dominantným zdrojom hluku samotná skriňa prevodovky, alebo, čo je častejšie, či sa vibrácie prenášajú do hlavnej konštrukcie a vytvárajú hluk. Prípadný prenos vibrácie do konštrukcie sa môže výrazne ovplyvňovať izolačné držiaky proti vibrácií montované medzi prevodovkou a konštrukciou.

Celková dráha prenosu vibrácií je znázornená na obr.1. Začína sa kombináciou viacerých faktorov, medzi ktoré patria výrobné nepresnosti, konštrukčné nedokonalosti, montážne chyby, ako aj mikroskopické výchylky profilov zubov a ozubených kolies. Tieto odchýlky spôsobujú vznik tzv. chyby prevodu (angl. transmission error) [6], ktorá predstavuje jednu z hlavných príčin generovania excitácie v systéme.

Chyba prevodu je v podstate rozdiel medzi ideálnou (teoretickou) a skutočnou uhlovou polohou výstupného kolesa v závislosti od polohy vstupného hriadeľa. Tento rozdiel vytvára periodické silové zmeny, ktoré sa šíria mechanickým systémom a vyvolávajú vnútornú dynamiku ozubených kolies. Výsledkom sú sily s vibračným charakterom, ktoré sa prenášajú do ložísk a následne do ložiskových podpier.

Ložiská, ako kritické body prenosu síl, transformujú tieto vnútorné vibrácie do vonkajších štruktúrnych vibrácií, ktoré sa šíria ďalej – buď priamo do prevodovej skrine, alebo cez rôzne izolačné prvky (ako sú silentbloky, gumové držiaky či pružné uloženia) do nosnej konštrukcie vozidla. V prípade nedostatočného tlmenia môže dôjsť k výraznému prenosu vibrácií až do karosérie.



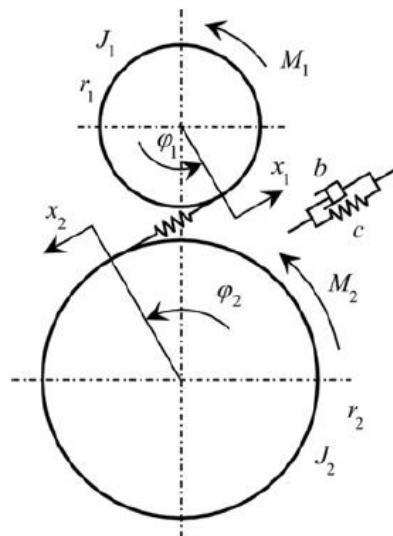
**Obr. 1** Budenie vibrácií v prevodovke a ich prenosová cesta [6].

Vo vozidle sa tieto vibrácie šíria z prevodovky cez hlavný odliatok motora, prípadne cez nosné konzoly, do rámu alebo skeletu karosérie. Takto môžu prejsť niekoľko metrov v štruktúre vozidla, kým nenarazia na panel alebo časť karosérie s vhodnými vlastnosťami (rezonančnou

frekvenciou), ktorá začne rezonovať. Tieto štrukturálne vibrácie následne vyvolajú akustické emisie, ktoré sú vnímané ako hluk v kabíne cestujúcich. Tento nežiaduci hluk, označovaný aj ako NVH (Noise, Vibration, Harshness) efekt, môže výrazne znížiť komfort pasažierov a často je predmetom sťažností používateľov vozidiel, najmä pri moderných autách, kde je kladený dôraz na tichosť a kultúru jazdy.

Okrem hlavného prenosového reťazca sa vibrácie môžu šíriť aj pozdĺž vstupného a výstupného hriadeľa. Tieto prenosové cesty sú síce menej dominantné, no môžu spôsobiť problémy napríklad v oblasti spojky, hnacích hriadeľov alebo pomocných agregátov, najmä ak sú zle navrhnuté, nedostatočne vyvážené alebo opotrebované.

Vzniká otázka, ako súvisí chyba prevodu s konečným hlukom. Hluk je úmerný chybe prenosu [6], hoci systém sa zvyčajne správa (s výnimkou malého zaťaženia) ako lineárny systém. Pre každý lineárny systém by mal byť výstup úmerný vstupu. Zdvojnásobenie chyby prevodu by malo priniesť zvýšenie úrovne hluku o 6 dB. Toto platí len pri jednej frekvencii a rôzne frekvencie sa cestou stretávajú s vysokou alebo nízkou odozvou, takže hlavná viditeľná frekvenčná zložka chyby prenosu môže byť v konečnom hluku zanedbateľná, pretože nemohla nájsť vhodnú rezonanciu. Testy Kohlera a spol., [10] a Furleya a spol. [11] stanovili túto súvislosť a práca Palmera a Munra [12] potvrdila presný vzťah priamym testovaním a ukázala, ako hluk presne zodpovedá chybe prenosu.



**Obr. 2** Kinematická schéma prevodového súkolesia [7].

Existujú rôzne matematické modely opisujúce dynamické správanie ozubeného kolesa v zábere. Jeden z najjednoduchších je navrhnutý pre kinematickú schému na obrázku 2. Rovnica [7] rotačného pohybu dvoch ozubených kolies, ktoré sú spojené systémom pružinových tlmičov, je nasledovná:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + b(t)(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(t)(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1 \quad (1)$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 + b(t)(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c(t)(\varphi_2 - \varphi_1) = M_2$$

kde  $M_1$  a  $M_2$  sú krútiace momenty (momenty sily),  $\varphi_1$  a  $\varphi_2$  sú uhly otáčania,  $J_1$  a  $J_2$  sú momenty zotrvačnosti,  $b$  a  $c$  sú tlmenie a tuhosť kontaktu zubov. Pohybové rovnice [7] možno upraviť do redukovaného tvaru na modelovanie deformácie zubov:

$$x = x_1 + x_2 = r_1\varphi_1 + r_2\varphi_2 \quad (2)$$

kde  $r_1$  a  $r_2$  sú polomery rozstupovej kružnice. Redukovaný tvar pohybovej rovnice [7] je nasledovný:

$$m_{RED}\ddot{x} + b(t)\dot{x} + c(t)x = M_1/r_1 - M_2/r_2 \quad (3)$$

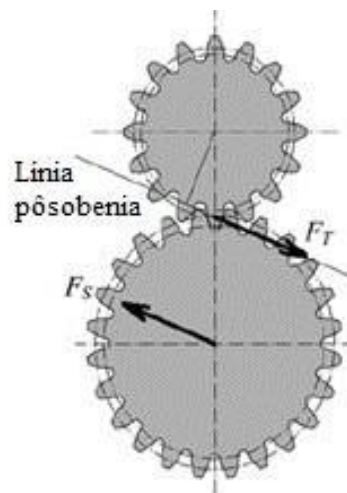
kde  $m_{RED}$  je redukovaná hmotnosť:

$$m_{RED} = \frac{J_1J_2}{J_1r_2^2 + J_2r_1^2} \cdot \quad (4)$$

Pre rovnovážny stav medzi vstupným a výstupným momentom

$$M_2 + M_1 \frac{r_2}{r_1} = 0 \quad (5)$$

sa pravá strana redukovanej pohybovej rovnice [7] rovná nule. Keďže pravá strana diferenciálnej rovnice je rovná nule, kmitanie nie je vynútené ani voľné, ale samobudené. Koeficienty tlmenia a tuhosti sú periodické funkcie času, ktoré excitujú periodické riešenie nestacionárnej diferenciálnej rovnice. Koeficienty a riešenia rovnice majú periódu  $T_{GMF} = 1/f_{GMF}$  [7], kde  $f_{GMF}$  je frekvencia záberu. Periodická deformácia pružiny spôsobuje uhlové kmitanie hriadeľov s namontovanými ozubenými kolesami. Uhlové vibrácie a zotrvačnosť ozubených kolies spôsobujú dynamickú silu pôsobiacu medzi zubami konštatujú Byrtus a Zeman [13]. Mechanická sila sa prenáša z hnacieho ozubeného kolesa na hnané ozubené koleso sily  $F_T$  pôsobiacej pozdĺž osi pôsobenia. Táto sila je kompenzovaná rovnakou a antiparalelnou silou  $F_S$  pôsobiacou v mieste opory hriadeľa. Výsledkom súčasného pôsobenia týchto síl  $F_T$  a  $F_S$  na hnací prevod je krútiaci moment, obrázok 3. Tuhosť kontaktu zubov sa nerovná konštantnej hodnote, ale kmitá synchronne so zubovou frekvenciou v dôsledku oscilácie počtu dvojíc zubov v kontakte a posunu bodu kontaktu zubov pozdĺž boku zuba. Oscilácia tuhosti kontaktu zubov spôsobuje samobudené uhlové kmitanie poháňaného ozubeného kolesa, ktoré má za následok časovo premenlivé sily  $F_T$  a  $F_S$ . Sila pôsobiaca na uloženie hriadeľa je tiež dynamická a budí vibrácie skrine prevodovky a následne vydáva hluk.



**Obr. 3** Prenos uhlových vibrácií na vibrácie skrine prevodovky [7].

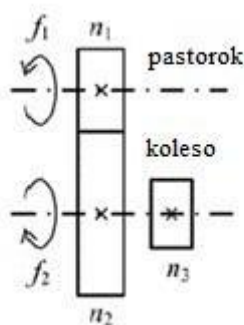
## 1.8 SPEKTRUM HLUKU PREVODOVIEK

Prevodovky sú stroje, ktoré pracujú cyklicky, čo spôsobuje, že hluk produkovaný prevodovkou je tónový. To znamená, že frekvenčné spektrum hluku pozostáva zo sínusových zložiek na diskretných frekvenciách s nízkou úrovňou náhodného hluku pozadia. Keďže emitovaný hluk má pôvod vo vibráciách prevodovky, frekvenčné spektrum vibrácií má rovnaké zloženie ako spektrum hluku. Základnou frekvenciou rotujúcich strojov je rýchlosť otáčania  $f_0$  daná počtom otáčok za sekundu, inými slovami v Hz. Ďalším meradlom otáčok stroja je počet otáčok za minútu, ktorý sa označuje skratkou RPM (Revolutions Per Minute). Frekvencia nárazu zubov alebo kmitania tuhosti kontaktu zubov sa vypočíta ako súčin rýchlosti otáčania ozubeného kolesa v Hz a počtu zubov  $n$  sa označuje ako základná frekvencia ozubenia alebo frekvencia ozubenia  $f_{GMF}$  [7]:

$$f_{GMF} = n f_0. \quad (6)$$

Dvojica ozubených kolies v zábere tvorí jednoduchú prevodovku, ktorá je charakterizovaná len jednou frekvenciou ozubenia. Dvojica ozubených kolies v zábere môže byť voliteľne rozšírená o voľnobežné ozubené koleso, ktoré je medziľahlým ozubeným kolesom vloženým medzi obidve ozubené kolesá a zároveň s nimi samostatne zaberá. Medziľahlé ozubené koleso nemá vplyv na frekvenciu ozubenia [7].

Zložené prevodové súkolesia sa skladajú z niekoľkých párov ozubených kolies. Zložené súkolie pozostávajú z dvoch paralelných hriadeľov, dvojice ozubených kolies v zábere a ozubeného kolesa, ktoré je v zábere s ozubeným kolesom, ktoré nie je zobrazené na obrázku 4. Prvé ozubené koleso s počtom zubov  $n_1$  je namontované na primárnom hriadeľi, zatiaľ čo druhé ozubené koleso z dvojice ozubených kolies s počtom zubov  $n_2$  je namontované na sekundárnom hriadeľi. Obe ozubené kolesá v zábere sú vonkajšie, čo znamená, že zuby sú vytvorené na vonkajšom povrchu valca alebo kužeľa. Tretie ozubené koleso s počtom zubov  $n_3$  je tiež namontované na druhom hriadeľi. Otáčky prvého hriadeľa sa označujú  $f_1$  a otáčky druhého hriadeľa sa označujú  $f_2$ .



**Obr. 4** Zložený prevodový mechanizmus [7].

Vzhľadom na smer otáčania ozubeného kolesa je rýchlosť otáčania druhého hriadeľa daná vzťahom podľa nasledujúceho vzorca [7]:

$$f_2 = -f_1 n_1 / n_2 . \quad (7)$$

Znamienko mínus vo vzorci znamená, že druhé koleso sa otáča v opačnom smere. Pomer počtu zubov  $n_1$  k počtu zubov  $n_2$  sa nazýva prevodový pomer ozubených kolies. Ozubené koleso prevodového súkolesia, ktoré má menej zubov sa nazýva pastorok, zatiaľ čo druhé s väčším počtom zubov ako pastorok sa nazýva koleso.

Frekvencia ozubenia všetkých ozubených kolies prevodového súkolesia na obrázku 4 je daná nasledujúcim vzorcom [7]:

$$\begin{aligned} f_{n_1} &= n_1 f_1 , \\ f_{n_2} &= n_2 f_2 = -n_1 f_1 = -f_{n_1} , \\ f_{n_3} &= n_3 f_2 . \end{aligned} \quad (8)$$

Pre ľubovoľný počet zubov  $n_1$  a  $n_2$  absolútna hodnota zubovej frekvencie oboch ozubených kolies v zábere je rovnaká, zatiaľ čo pre rôzne počty zubov  $n_2$  a  $n_3$  sú frekvencie otáčania zubov príslušných ozubených kolies rôzne. Pre jednostranné frekvenčné spektrum nie je znamienko frekvencie uzlovania dôležité [7]. Stačí pracovať s kladnou frekvenciou ako s počtom vzájomných nárazov alebo cyklov uzamknutia zubov za sekundu.

Ak je potrebné zväčšiť vzdialenosť medzi osou hnacieho ozubeného kolesa a osou hnaného ozubeného kolesa, potom sa medzi tieto ozubené kolesá umiestni koleso, ktorá nemení prevodový pomer a frekvenciu uzamykania zubov. Smer otáčania hnacieho a hnaného ozubeného kolesa je rovnaký [7].

Všetky základné zložky spektra sa zvyčajne rozdeľujú na kombináciu nasledujúcich efektov [14]:

- Nízke harmonické otáčky hriadeľa.
- Harmonické frekvencie základnej frekvencie zubového hriadeľa a ich postranné pásma.
- Subharmonické zložky.
- Komponenty frekvencie loviacich zubov.
- Prízračné (alebo zvláštne) zložky.
- Periodicita v signáloch meraných na planétovej prevodovke.
- Hrkotanie ozubených kolies.
- Komponenty pochádzajúce z porúch valivých ložísk.

### 1.8.1 NÍZKE HARMONICKÉ OTÁČKY HRIADEĽA

Nízke harmonické otáčky hriadeľa pochádzajú z nevyváženosti, nesúososti, ohnutého hriadeľa a majú za následok nízkofrekvenčné vibrácie [7], teda bez vplyvu na úroveň hluku prevodovky vďaka frekvenčnému váženiu typu A. Týka sa to zariadení, ktoré sú pripojené k prevodovke prostredníctvom spojok, ako je motor alebo zariadenie poháňané prostredníctvom prevodovky. Ak zložka otáčok dominuje vo frekvenčnom spektre vibrácií, potom sa zaoberáme problémom nevyváženosti rotujúcich hmôt. Skupina nízkych harmonických frekvencií otáčania poukazuje na paralelné a uhlové nesúosovosti dvoch hriadeľov, ktoré sú navzájom spojené. Prevodovka je druh prevodového systému, ktorý používa tekutinu (obvykle olej) na prenos výkonu medzi rôznymi komponentami systému.

### 1.8.2 HARMONICKÉ FREKVENCIE ZÁKLADNEJ ZUBOVEJ FREKVENCIE A ICH VEDĽAJŠIE PÁSMA

Časový priebeh dynamických síl pôsobiacich medzi zubami ozubených kolies nie je sínusovou funkciou času, ale v ideálnom prípade len periodickou funkciou. Z tohto dôvodu sa frekvenčné spektrum hluku a vibrácií produkovaných ozubenými kolesami obsahuje niekoľko harmonických zložiek základného frekvencii ktoré sú zreteľne počuteľné, pretože zubové ozubenie a jeho harmonické zložky spadajú do rozsahu ľudského sluchu. Na účely analýzy je obvyklé zvoliť frekvenčný rozsah merania, ktorý zachytáva až päť [7] harmonických frekvencií základnej frekvencie ozubenia spojenej s prevodovým súkolesím.

Prevádzkové podmienky prevodovky nie sú ustálené. Krútiaci moment prenášaný ozubenými kolesami a otáčky sa počas otáčania mení, čo spôsobuje moduláciu harmonických zložiek frekvenčného spektra. Výsledkom modulácie sú stúpajúce zložky postranného pásma spojené s tzv. stredovými zložkami, v našom prípade harmonickými zložkami frekvencie ozubených kolies. Zmena prenášaného krútiaceho momentu počas celej otáčky spôsobuje amplitúdovú

moduláciu sínusového šumu alebo vibračného signálu, zatiaľ čo zmena uhlovej rýchlosti otáčania spôsobuje fázovú moduláciu. Zmena krútiaceho momentu spôsobuje proporcionálne zmeny dynamických síl pôsobiacich medzi zubami v zábere, a teda vibrácie na povrchu konštrukcie skrine prevodovky, a tým aj vyžarovaný hluk. Amplitúdová a fázová modulácia pôsobia súčasne. Ak má niekoľko ozubených kolies v zábere s rôznymi frekvenciami otáčania rovnakú frekvenciu záberu, potom obe postranné pásma patriace k frekvencii záberu obsahujú rovnaký počet sad rovnako vzdialených zložiek, ako je počet rôznych frekvencií otáčania [7]. Frekvencia stredovej zložky sa môže rovnať ľubovoľnej harmonickej frekvencii frekvencie otáčania zubov.

### 1.8.3 SUBHARMONICKÉ ZLOŽKY

Časť základnej frekvencie (frekvencia otáčania) sa nazýva subharmonická frekvencia. Existujú nelineárne modely dynamiky kontaktov zubov [7], ktoré predpokladajú, že nelinearita tuhosti zubu je funkciou deformácie, ktorá dokazuje budenie polovice rezonančnej frekvencie zubov. Toto nemá vplyv na prevodovky nákladných vozidiel [7]. V prípade prevodoviek automobilov môže byť táto zložka budená pri takej vysokej rýchlosti otáčania, že hluk motora prekryje hluk prevodovky [7].

Ďalšie subharmonické frekvencie vznikajú z rýchlosti, akou sa tie isté dva zuby ozubeného kolesa dostanú do záberu. Tento druh frekvencie záberu zubov sa nazýva frekvencia HTF (Hunting tooth frequency)  $f_{HTF}$  [7]:

$$f_{HTF} = f_{GMF} \frac{gcd(n_1, n_2)}{n_1 n_2}, \quad (9)$$

kde  $gcd(n_1, n_2)$  je najväčší spoločný deliteľ oboch čísel  $n_1$  a  $n_2$  zubov [15]. Ak sú čísla  $n_1$  a  $n_2$  prvočísla, potom  $gcd(n_1, n_2) = 1$ . Dĺžka opakovania (loviaceho zubu) medzi kontaktmi rovnakých zubov je recipročne závislá od frekvencie loviaceho zubu. V spektre hluku prevodovky to má zanedbateľný vplyv. Táto frekvencia je vhodná na riadenie synchronného priemerovania hluku a vibračných signálov v časovom rozsahu. Pri zaznamenávaní dĺžky signálov hluku a vibrácií v ustálenom sa odporúča [7], aby sa používal viacnásobok dĺžky periódy loviaceho zuba.

Ak je stroj vybavený klznými ložiskami, potom môže spektrum vibrácií za určitých podmienok obsahovať subharmonickú zložku s frekvenciou 0,42 až 0,48 násobku rýchlosti otáčania rotora [7]. Nástup nestability rotora sa začína, keď otáčky prekročia určitú hranicu v závislosti od radiálnej vôle a viskozity oleja. Tento jav je známy ako nestabilita spôsobená olejovým filmom alebo nestabilita vyvolaná kvapalinou, bežne označovaná ako olejový vír.

### 1.8.4 ZVLÁŠTNE KOMPONENTY

Frekvencia zvláštnych (alebo ghost) zložiek je celočíselným násobkom rýchlosti otáčania ako frekvencia ozubenia, ale ozubené koleso s týmto počtom zubov sa v prevodovke nenachádza,

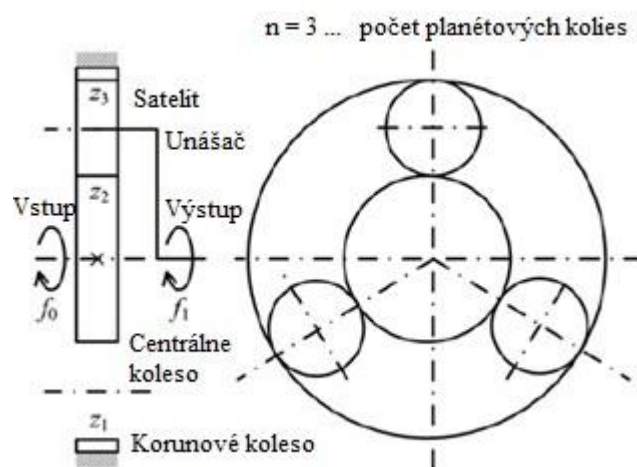
odtiaľ pochádza jeho názov. Ghost zložka frekvenčného spektra vzniká v dôsledku chýb zubov indexového kolesa ozubeného rezacieho stroja, najmä brúsnych strojov na ozubené kolesá [7], ktoré používajú metódu brúsenia s plynulým posunom. Je známe, že hodnota uvedeného celočíselného násobku sa rovná počtu zubov indexového kolesa tohto obrábacieho stroja. Keďže počet zubov obrábacieho kolesa je veľký, ghost zložka zodpovedá čistému tónu s vysokou frekvenciou.

Počet zubov indexového kolesa brúsky sa môže rovnať 200 alebo 144 [7]. Je ťažké dokázať, že frekvencia ghost zložky je takýmto vysokým celočíselným násobkom otáčok. Ghost zložka je obklopená bočnými zložkami pásma, ktoré môžu byť nesymetrické. Dobrou metódou na zistenie násobku je použitie rádovej analýzy.

### 1.8.5 PERIODICITA SIGNÁLOV MERANÝCH NA PLANÉTOVEJ

Epicyklická [7] alebo planétová prevodovka je prevodový systém s planétovými ozubenými kolesami otáčajúcimi sa okolo centrálného ozubeného kolesa, čo znamená, že osi planét sa otáčajú okolo pevnej osi centrálného ozubeného kolesa. Preto sú planétové prevody namontované na unášača, ktorý sa sám môže otáčať vzhľadom na centrálny koleso. Pri výpočte frekvencií ozubeného sa berie do úvahy jednoduchý planétový prevod (znázornená na obr.5), v ktorom sú satelity v zábere s centrálnym kolesom a s vonkajším korunovým kolom alebo prstencom, ktoré sú vybavené vnútornými zubami. Predpokladá sa tiež, že prevodovka zníži otáčky vstupného hriadeľa, na ktorom je namontované centrálny koleso, a výstupný hriadeľ prevodovky sa otáča rovnakou rýchlosťou ako nosič, zatiaľ čo vonkajší prstenec sa neotáča, pretože je pripnutý ku skrině prevodovky. Počty zubov vonkajšieho krúžku, centrálného ozubeného kolesa a satelitov sú  $n_1$ ,  $n_2$  a  $n_3$  v uvedenom poradí. Počet ozubených kolies satelitov sa označuje  $n$ . Frekvencie otáčania rotujúcich častí prevodovky sú nasledovné:

- frekvencia otáčania centrálného kolesa vzhľadom na skrinu prevodovky  $f_0$ ,
- frekvencia otáčania nosného kolesa vzhľadom na skrinu prevodovky  $f_1$ ,
- frekvencia otáčania planétového ozubeného kolesa vzhľadom na nosič  $f_p$ .



Obr. 5 Jednoduchá planétová prevodovka [7].

### 1.8.6 HRKOTANIE PREVODOVKY

Vyššie opísané zložky spektra možno identifikovať vo všetkých prevádzkových podmienkach prevodovky, okrem prípadov, keď nie sú prevodové páry zaťažené a vibrujú v rámci svojho rozsahu vôlí. Prevody bez zaťaženia pri voľnobežných otáčkach spôsobujú chvenie prevodovky. Je známe, že uhlové vibrácie sú mierne tlmené. Ak sú na hnacom ozubenom kolese prevodovky vynútené uhlové vibrácie a hnacie ozubené koleso je spojené s odľahčeným zotrvačníkom, potom dochádza k chaotickému uhlovému kmitaniu hnaného ozubeného koleša [7]. Rovnaké podmienky vznikajú, ak existujú uhlové vibrácie hnaného prevodu a ťažký zotrvačník je poháňaný prostredníctvom prevodového súkolesia.

### 1.8.7 KOMPONENTY SPEKTRA POCHÁDZAJÚCE Z PORÚCH VALIVÝCH

Pri analýze spektra vibrácií alebo hluku prevodoviek sa stretávame aj s účinkami poruchy valivých ložísk. Ozubené kolesá generujú parametrické vibrácie [7] ako dôsledok zmeny tuhosti kontaktu zubov v zábere počas každého cyklu záberu. Za predpokladu, že pracovné plochy valivých ložísk sú ideálne rovné bez akýchkoľvek defektov, nie je dôvod na vzbudenie vibrácií a hluku. Novovyrobené valivé ložiská na rozdiel od ozubených kolies prevodovky pracujú hladko bez vibrácií spôsobených defektmi alebo nedokonalosťou obežných dráh a valivých telies. Valivý prvok sa odvaľuje po vnútorných a vonkajších dráhach s veľmi malým valivým odporom a takmer bez preklzu.

Charakter vibrácií a hluku valivých ložísk je buď tónový, alebo širokopásmový. Poruchy valivých ložísk môžu vzniknúť v dôsledku únavy materiálu počas prevádzky na vnútorných a vonkajších obežných dráhach a na samotnom valivom prvku. Únava je dôsledkom strihových napätí, ktoré sa periodicky objavujú pod povrchom obežnej dráhy, ktorý je vystavený zaťaženiu [7]. Po určitom období prevádzky ložiska tieto napätia spôsobujú trhliny, ktoré sa postupne rozširujú až na povrch. Pri prechode valivých telies cez trhliny sa niektoré kúsky materiálu odlomia. Tento jav je známy ako odlamovanie alebo odlupovanie. Odlamovanie sa postupne zväčšuje a spôsobuje nefunkčnosť ložiska.

Hluk a vibrácie nových a zdravých valivých ložísk sú spôsobené nedokonalosťami vo výrobnom procese. Vnútorne a vonkajšie krúžky nie sú také tuhé, ako by mali byť, a preto sa v dôsledku upnutia pri brúsení mierne deformujú. Namiesto kruhového tvaru obrobku je výsledkom brúsenia to, že krúžky a obežné dráhy po uvoľnení upnutia získajú oválny tvar s tromi lalokmi [7]. Toto budenie môže byť zosilnené konštrukčnou rezonanciou, a preto sa vo frekvenčnom spektre hluku a vibrácií objavujú harmonické zložky základnej frekvencie, ktoré zodpovedajú jednej poruche na obežnej dráhe alebo valivom prvku. V prípade nekruhovitosti, ktorá sa skladá z troch lalokov, je táto frekvencia celočíselným násobkom troch vzhľadom na základnú frekvenciu. Pri návrhu tichej prevodovky sa musia brať do úvahy ložiská ako zdroj hluku.

## 1.9 VPLYV KONŠTRUKCIE SKRINE NA AKUSTIKU

Skriňa prevodovky, ako nosný a ochranný prvok, zohráva kľúčovú úlohu pri prenose a tlmení vibrácií. Na jej akustické vlastnosti vplyva najmä použitý materiál (napr. liatina, hliník) a

presnosť výrobného procesu. Tvar, hrúbka stien, rebrovanie a tuhosť konštrukcie môžu výrazne ovplyvniť vznik a šírenie hluku.

### 1.9.1 MATERIÁL

Materiál, z ktorého je vyrobená skriňa prevodovky, zohráva rozhodujúcu úlohu v tom, ako efektívne tlmí alebo prenáša vibrácie a hluk. Materiály s rôznymi mechanickými vlastnosťami, ako je tuhosť, pružnosť a schopnosť absorbovať vibrácie, môžu ovplyvniť akustické vlastnosti prevodovky. Aby sa splnili ciele týkajúce sa hmotnosti a nákladov, skrine prevodoviek sú navrhnuté na konečnú životnosť [5].

Hliníkové skriňové konštrukcie sú ľahšie a majú lepšie vlastnosti pri tlení vibrácií v porovnaní s oceľou. Hliník má nižšiu hustotu, čo znamená, že je menej náchylný na rezonanciu a môže znižovať prenos hluku do karosérie vozidla. Avšak, pri zníženej hmotnosti je potrebné brať do úvahy, že materiál môže byť menej odolný voči vysokým zaťaženiám v porovnaní s oceľou.

Liatina je ďalší materiál, ktorý sa používa pri výrobe skriniek prevodovky. Má veľmi dobré vlastnosti tlmenia vibrácií, pretože jej štruktúra a hustota umožňujú absorpciu zvukových vln. Skriňa prevodovky z liatiny môže významne znížiť prenos hluku a vibrácií do interiéru vozidla. Ale zároveň je ťažší v porovnaní s hliníkom, čo môže zvyšovať celkovú hmotnosť vozidla. To môže mať negatívny vplyv na spotrebu paliva a jazdné vlastnosti vozidla. Okrem toho je liatina náchylnejšia na praskanie pri extrémnych zaťaženiach alebo nárazoch.

V posledných rokoch sa na výrobu skriniek prevodovky čoraz viac využívajú kompozitné materiály (napríklad sklolaminát alebo uhlíkové vlákna). Tieto materiály sú veľmi ľahké a majú vynikajúce tlmiace vlastnosti, ktoré dokážu účinne znižovať hluk a vibrácie prenášané zo skrine prevodovky do ostatných častí vozidla. Kompozity môžu byť špecificky navrhnuté tak, aby pohlcovali určité frekvencie, čím sa minimalizuje rezonancia a zvyšuje celkový komfort.

### 1.9.2 VÝROBNÝ PROCES

Sériovo vyrábané skrine sa väčšinou vyrábajú pomocou zariadenia na tlakové liatie alebo vysokotlakové liatie. Tekuté hliníkové zliatiny sa v priebehu milisekúnd vstreknú piestom do nástroja na tlakové liatie. Vo vnútri nástroja tekutý hliník tuhne. Celý proces tlakového liatia vytvára rôzne chyby odliatku, ktoré sa nedajú úplne odstrániť. Vlastnosti materiálu sú od týchto nepravidielností veľmi závislé [5]. Cieľom je minimalizovať chyby odlievania; umiestniť tieto vady do konštrukčne nekritických miest odliatku; a riadiť proces tlakového liatia tak, aby vplyvy prostredia, životnosť nástroja a odchýlky v tolerančnom pásme zloženia zliatiny nezhoršovali pevnosť a trvanlivosť skrine.

Chyby odliatkov ovplyvňujú mechanické vlastnosti. Konštrukcia skrine, umiestnenie vtokového systému (napájanie nástrojov na tlakové liatie tekutým materiálom), odvzdušňovací systém (výstup pre plyny vytlačané tekutým hliníkom) a silové chladenie nástroja na tlakové liatie sú opatrenia na ovplyvnenie a minimalizáciu defektov odlievania [5]. Tie môžu byť pórovitosť spôsobená zmršťovaním, pórovitosť spôsobená zachytenými plynmi, prúdením za studena, uzavretými oxidmi atď.

V procese návrhu nástroja na tlakové liatie sa vykonávajú simulácie tlakového liatia. Modeluje sa geometria surového dielu (vrátane bránok a otvorov), ako aj nástroj na tlakové liatie. Okrajové a zaťažovacie podmienky musia zohľadňovať teplotu zliatiny, ako aj chladenie nástroja na tlakové liatie. Pri simuláciách sa musia nastaviť strojové parametre zariadenia, ako sú objemy, časy cyklov atď. Na základe metód CFD sa simuluje plnenie nástroja na tlakové liatie, chladnutie a tuhnutie. Teplotné profily počas ochladzovania poskytujú údaje o miestach, kde sa môžu vyskytnúť chyby tlakového odliatku [5]. Možno predpovedať rozloženie pórovitosti a zóny studeného prúdenia.

Odlievané prevodové skrine sú zvyčajne oveľa tichšie ako príslušné zvarence. Nie je to preto, ako sa zvyčajne predpokladá, že liatina má väčšie tlmenie ako oceľ, pretože obe majú v absolútnom vyjadrení veľmi malé tlmenie [6]. Hlavnými dôvodmi tohto rozdielu je, že zakrivené liate povrchy sú oveľa tuhšie ako rovné povrchy a keďže liatinové odliatky sa platia podľa hmotnosti, sú zvyčajne oveľa hrubšie ako zodpovedajúce zvarence. Keďže tuhosť plechu v ohybe je úmerná kubickej hrúbke, poskytuje to výrazné zvýšenie tuhosti napriek nižšiemu modulu pružnosti.

Je tiež pravdepodobné, že sa zvýši tuhosť rohov a účinne sa zníži rozpon v dôsledku rádiusov spojených s odlievacím procesom. V bežnej prevodovej skrini sú napätia zanedbateľné, pretože vysoké napätia by spôsobili nepatrné pohyby, takže nie je potrebné mať vysokú pevnosť vo zvaroch [6]. To znamená, že v rámci daných nákladov je z konštrukčného a hlukového hľadiska často oveľa lepšie mať hrubé panely len s (nepokrytými) kútovými zvarmi ako tenšie panely s (drahými) plnohodnotnými hĺbkovými zvarmi.

## 1.10 ŠTRUKTÚRA VČELIEHO PLÁSTU

Príroda je skvelým a úspešným laboratóriom s databázou plnou účinných riešení mnohých vedeckých a technických problémov. Nápady z prírody inšpirovali ľudstvo sériou nových návrhov vysoko výkonných materiálov a systémov, ktoré fungujú od makrorozmerov až po nanorozmery. Bunkovú štruktúru včelieho plástu, ktorá má pôvod v prírodnom včelom hniezde, tvoria rovnomerne rozložené dvojvrstvé šesťuholníkové bunky. Materiálmi na stavbu bunkových stien podľa práce Zhanga a spol. [16] sú včelí vosk a propolis (druh rastlinnej živice).

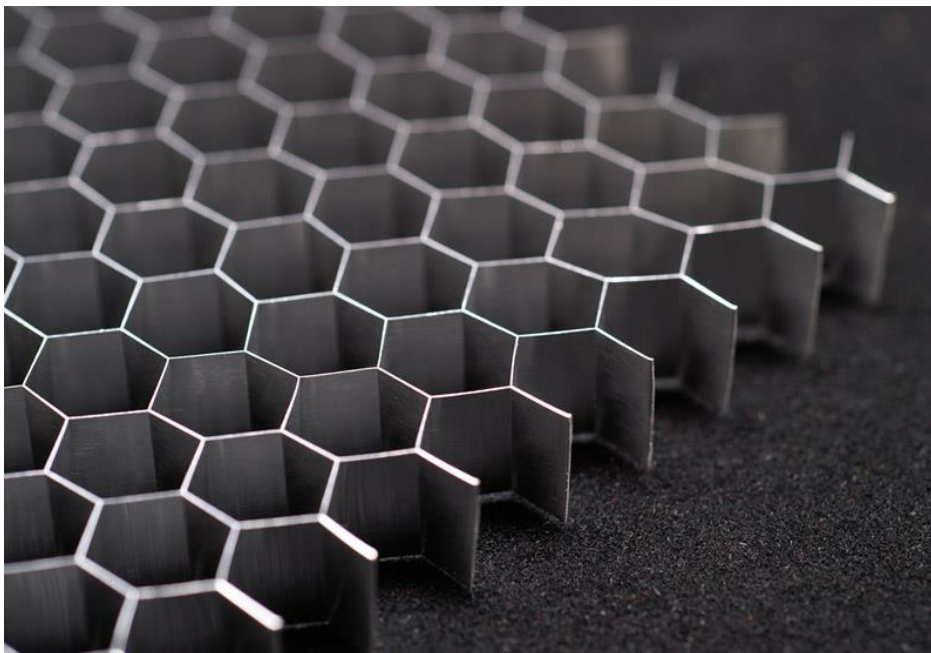
Voštinové štruktúry sú prírodné alebo umelé štruktúry, ktoré majú geometriu včelieho plástu, čo umožňuje minimalizovať množstvo použitého materiálu, aby sa dosiahla minimálna hmotnosť a minimálne náklady na materiál. Geometria voštinových štruktúr sa môže značne líšiť, ale spoločným znakom všetkých takýchto štruktúr je sústava dutých buniek vytvorených medzi tenkými vertikálnymi stenami. Bunky majú často stĺpovitý a šesťuholníkový tvar.

Práca Wahla a spol. [17] konštatuje, že štruktúra v tvare včelieho plástu poskytuje materiál s minimálnou hustotou a relatívne vysokými vlastnosťami v tlaku mimo roviny a v šmyku mimo roviny.



**Obr. 6** Štruktúra včelieho plástu v prírode [19].

Voštinové materiály sa široko používajú tam, kde sú potrebné rovné alebo mierne zakrivené povrchy a kde je cenná ich vysoká špecifická pevnosť. Z tohto dôvodu sa vo veľkej miere používajú v leteckom a kozmickom priemysle. Voštinové materiály z hliníka, sklenených vlákien a moderných kompozitných materiálov sa v lietadlách a raketách používajú od 50. rokov 20. storočia [19]. Možno ich nájsť aj v mnohých iných oblastiach, od obalových materiálov vo forme voštinovej lepenky na báze papiera až po športové potreby, ako sú lyže a snowboardy.

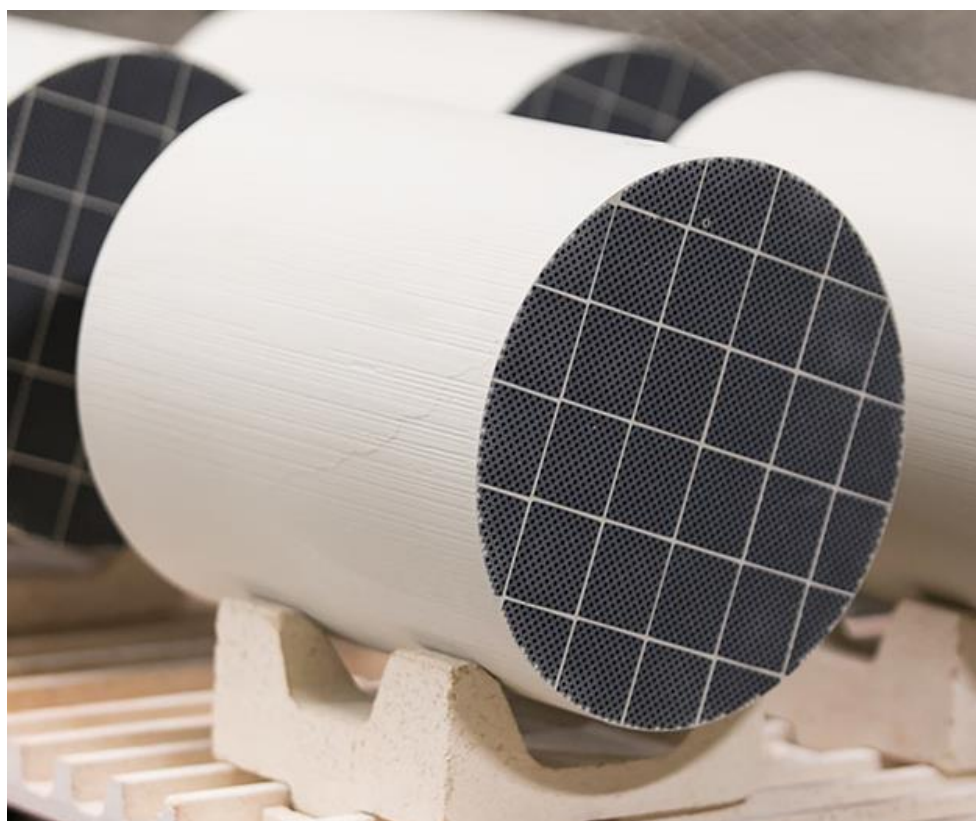


**Obr. 7** Hliníková voština od firmy ARGOSY série 5000 - ľahké voštinové jadro s pravidelnou šesťstennou štruktúrou [20].

Podľa výskumov L. K. Nguyen a spol. [21] sa ukázalo, že voštinové štruktúry môžu významne znížiť spotrebu materiálov pri zachovaní alebo dokonca zlepšení mechanických vlastností, čo z nich robí výbornú voľbu pre udržateľné inžinierske aplikácie. Okrem toho, práca J. W. Parka a spol. [22] konštatovala že nové technologické prístupy umožňujú ešte precíznejšie riadenie geometrie týchto materiálov, čo vedie k ďalšiemu zvýšeniu ich účinnosti a rozšíreniu ich využitia.

Na základe tisícročného skúmania a posledných sto rokov vývoja v strojárstve sa voštiny vo veľkej miere využívajú v rôznych tradičných technických oblastiach (stavebníctvo, doprava, strojárstvo, chemické inžinierstvo atď.), pretože majú mnohostranné vlastnosti vrátane ľahkej konštrukcie, tepelnej izolácie a absorpcie energie. Podľa Zhang a spol. [16] praktické aplikácie umelých voštín sa zameriavajú predovšetkým na:

- ultraľahkú konštrukciu spojenú s vysokou pevnosťou a nízkou hustotou, ako sú ľahké komponenty používané v architektonických, automobilových a leteckých konštrukciách,
- aplikácie s vysokou absorpciou energie nárazu, ako sú panciere a prilby,
- vysokú makroskopickú medzu klzu aplikovanú na nepneumatické pneumatiky.



**Obr. 8** Filter pevných častíc (DPF) je navrhnutý tak, aby účinne zachytával čierny dym z výfukových plynov vznetových motorov a má voštinovú štruktúru, v ktorej sú susedné plynové kanály striedavo uzavreté [23].

## 2 VIBROAKUSTIKA

Vibroakustika je interdisciplinárna oblasť, ktorá spája poznatky z mechaniky vibrácií a akustiky. Zaoberá sa analýzou a riadením mechanických kmitov (vibrácií) a nimi vyvolaného šírenia zvuku v rôznych prostrediach a konštrukciách. V technickej praxi zohráva vibroakustika kľúčovú úlohu najmä pri návrhu a optimalizácii strojov, vozidiel, budov či technických zariadení, kde je potrebné znížiť hluk a nežiaduci prenos vibrácií.

### 2.1 ZVUK

Je nám známe, že mechanický systém pozostávajúci zo vzájomne prepojenej hmoty a pružiny môže ukladať mechanickú energiu vo forme potenciálnej a kinetickej energie. Ak je systém vzrušený vonkajšou silou, bude reagovať pohybom. Keď sa sila odstráni, uložená energia spôsobí osciláciu systému – systém sa bude pohybovať periodicky. Pre spomínanú sústavu bude voľný pohyb prebiehať len pri jednej frekvencii. Hovoríme, že systém rezonuje a pokiaľ v systéme nedôjde k tlmeniu, bude systém pokračovať v kmitaní s rovnakou amplitúdou navždy. Tlmenie sa prejaví vždy, keď sa energia odstráni z oscilačného systému. Trenie a žiarenie sú dva procesy, pomocou ktorých je možné energiu z vibračného systému odstrániť. Trenie, tiež vnútorné, vedie k transformácii energie z pohybu na teplo. Vyžarovanie zvukových vln je dôležitý spôsob, ktorým môže mechanický systém stratiť energiu. Kleiner v svojom práci ale zmiňuje [9], že energiu však môže stratiť aj mechanický systém generujúci pohyb vzduchu v tesnej blízkosti systému, ak existujú tlmiace mechanizmy, ktoré ovplyvňujú pohyb vzduchu.

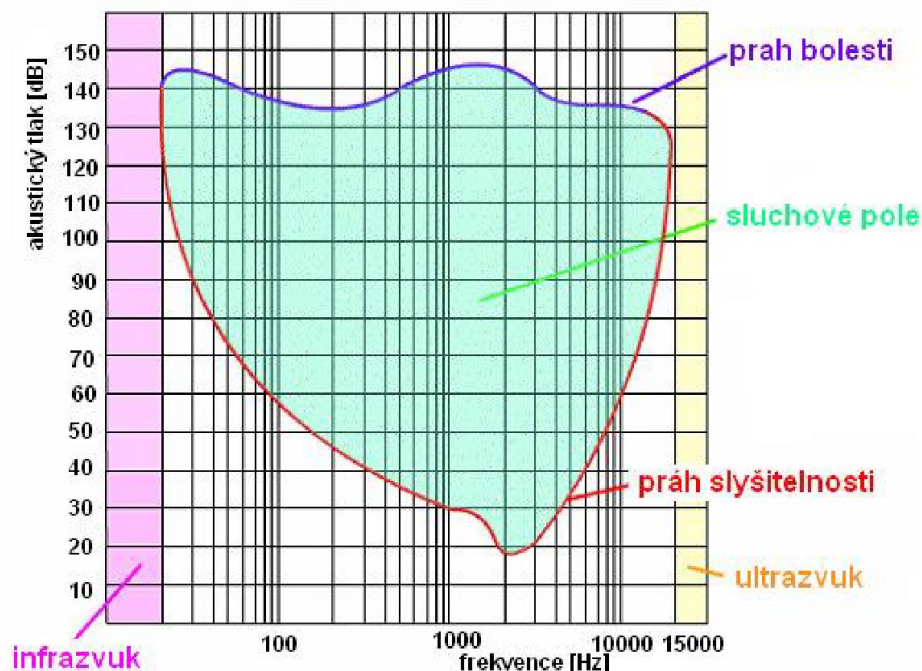
### 2.2 HLUK

Výraz „hluk“ v hovorovom jazyku znamená hlasný, neprijemný, nežiaduci alebo rušivý zvuk. V akustike je použitie tohto výrazu obmedzenejšie. Zatiaľ čo mnohí používajú tento výraz na opis zvuku pozdĺž diaľnice, letiska alebo od suseda, použitie tohto slova by sa malo skutočne obmedziť na signály [9], ktoré nemajú význam. Mnoho generátorov zvuku produkuje skôr šum ako čisté tóny. Jacobsen a spol. píše ale [24], že zatiaľ čo čisté tóny a ďalšie periodické signály sú deterministické, šum je stochastický alebo náhodný jav. Stacionárny šum je stochastický signál so štatistickými vlastnosťami, ktoré sa časom nemenia.

### 2.3 ÚČINKY HLUKU NA ČLOVEKA

Pocit sluchu pre človeka podľa Rossinga a Fletchera [25] sa pohybuje od približne 20 Hz do približne 20 kHz, aj keď citlivosť pri frekvenciách pod približne 100 Hz alebo nad 10 kHz podstatne klesá. Táto frekvenčná charakteristika je pochopiteľne dobre prispôbená ľudskej reči, ktorej väčšina energie leží medzi 100 Hz a 10 kHz.

Nadmerné vystavenie hluku spôsobuje trvalé poškodenie sluchu [26] zničením buniek sluchového senzora. Hluk má významný vplyv na psychiku jednotlivca [27] a mnohých prípadoch spôsobuje únavu, depresiu, agresivitu, nechúť, nevoľu, zhoršenie pamäti, stratu pozornosti a celkové zníženie výkonu.



**Obr. 9** Hranice počutelnosti zvuku človeka [28].

Dlhodobé vystavenie hluku, obzvlášť v pracovnom alebo mestskom prostredí, môže mať závažné dôsledky. Okrem zhoršenia sluchu môže hluk narušiť aj kvalitu spánku. Výskumy svetovej zdravotníckej organizácie (WHO) [29] ukazujú, že osoby, ktoré sú pravidelne vystavené hlučnému prostrediu, môžu mať problémy so zaspávaním alebo častým prebúdzaním sa v noci. Nedostatok kvalitného spánku následne zvyšuje riziko rôznych zdravotných problémov, ako sú kardiovaskulárne choroby, zvýšený krvný tlak a stres.

Okrem fyzických dôsledkov má hluk aj výrazný psychologický vplyv. Štúdia Stansfelda a Mathesona [30] naznačujú, že nadmerný hluk môže zhoršiť schopnosť koncentrácie, čo vedie k zníženiu produktivity v práci alebo v škole. Ľudia vystavení chronickému hluku často pociťujú vyššiu mieru úzkosti a stresu, čo sa môže prejaviť aj v ich správaní a medziľudských vzťahoch. Niekedy sa to môže vyvinúť až do vážnejších psychických problémov, ako sú depresia alebo rôzne poruchy nálady.

V niektorých prípadoch môže hluk spôsobiť aj zhoršenie kognitívnych schopností, najmä u detí a starších osôb. U detí môže nadmerný hluk negatívne ovplyvniť ich schopnosť učiť sa, zapamätať si informácie a správne sa sústrediť. U starších osôb môže chronický hluk urýchliť kognitívny pokles, čo je spojené so zvýšeným rizikom demencie. Zabezpečenie primeranej ochrany pred hlukom je teda kľúčové na zachovanie zdravia sluchu a psychiky.

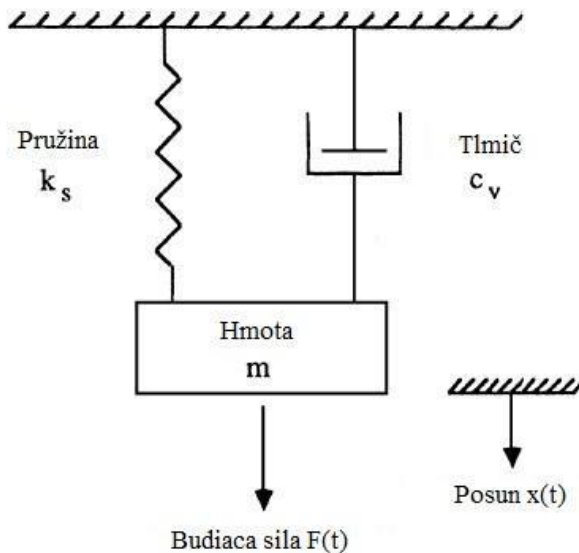
## 2.4 VIBRÁCIA

Najjednoduchším druhom periodického pohybu je pohyb bodového telesa pohybujúce sa po priamke so zrýchlením smerujúcim k pevnej a úmernej vzdialenosti od tohto bodu. Tento jav sa nazýva jednoduchý harmonický pohyb a možno ho opísať sínusovou funkciou času

$t: x(t) = A \sin 2\pi ft$ , kde amplitúda  $A$  opisuje maximálny rozsah a frekvencia  $f$  hovorí, ako často sa pohyb opakuje. Perióda pohybu je daná vzťahom:

$$T = \frac{1}{f}. \quad (10)$$

To znamená, že každú  $T$  sekúnd sa pohyb opakuje.



**Obr. 10** Oscilátor s jedným stupňom voľnosti [31].

Predpokladáme, že veľkosť natiahnutia  $x$  je úmerná obnovovacej sile  $F$  (čo platí vo väčšine pružín, ak nie sú príliš natiahnuté [25]) a že hmotnosť sa voľne posúva bez straty energie. Pohybovú rovnicu ľahko získame kombináciou Hookovho zákona,  $F = -kx$ , s druhým Newtonovým zákonom,  $F = ma = m\ddot{x}$ . Teda,

$$m\ddot{x} = -kx, \quad (11)$$

po úprave rovnice dostaneme rovnicu

$$m\ddot{x} + kx = 0, \quad (12)$$

kde zrýchlenie môžeme popsať, ako

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}. \quad (13)$$

Konštanta  $k$  sa nazýva konštanta pružiny alebo tuhosť pružiny (vyjadrená v newtonoch na meter). Definujeme konštantu  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ , takže pohybová rovnica má tvar:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0. \quad (14)$$

Táto známa rovnica má tieto riešenia:

$$x = A \cos(\omega_0 t + \Phi) \quad (15)$$

alebo

$$x = B \cos \omega_0 t + C \sin \omega_0 t, \quad (16)$$

z ktorého poznáme  $\omega_0$  ako vlastnú uhlovú frekvenciu systému.

Vyššie sme si rozobrali systém s jedným stupňom voľnosti, po anglicky SDOF (Single Degree of Freedom). Napriek tomu, že existuje len veľmi málo praktických štruktúr, ktoré sa dá reálne modelovať systémom s jedným stupňom voľnosti, poznanie vlastností takéhoto systému sú veľmi dôležité, pretože vlastnosti zložitejšieho systému s viacerými stupňami voľnosti (MDOF – Multiple Degree of Freedom) možno vždy vyjadriť ako lineárnu superpozíciu mnohých vlastností SDOF [32]. V základnom modeli systému SDOF je  $f(t)$  všeobecná časovo premenná sila a  $x(t)$  je výchylka ako premenná odozvy.

Predpokladané riešenie rovnice 12 je:

$$x(t) = X e^{i\omega t}. \quad (17)$$

Pri analýze frekvenčnej odozvy uvažujeme budenie v tvare:

$$f(t) = F e^{i\omega t} \quad (18)$$

a predpokladáme riešenie v tvare

$$x(t) = X e^{i\omega t}, \quad (19)$$

kde  $X$  a  $F$  sú komplexné, aby zahŕňali amplitúdu aj fázu.

Ako už bolo spomenuté, reálne štruktúry majú veľa stupňov voľnosti a na ich analýzu je potrebných viac rovníc, z tohoto dôvodu je na opis systému s viacerými stupňami voľnosti ideálny maticový zápis [32], ktorý umožňuje zapísať množstvo rovníc do jednej maticovej rovnice.

Pri predpoklade netlmeného systému s viacerými stupňami voľnosti (MDOF) s  $N$  stupňami voľnosti má vlastná pohybová rovnica v maticovom tvare tvar:

$$\mathbf{M}\ddot{x} + \mathbf{K}x = 0, \quad (20)$$

kde  $\mathbf{M}$  a  $\mathbf{K}$  sú matice hmotnosti a tuhosti rádu  $N \times N$ , a  $x$  a  $\ddot{x}$  sú vektory výchylky a zrýchlenia rádu  $N$ .

Na určenie modálnych vlastností systému najprv uvažujeme o riešení voľného kmitania, a to položením

$$f(t) = 0. \quad (21)$$

V tomto prípade môžeme predpokladať riešenie v tvare

$$x(t) = X e^{i\omega t}, \quad (22)$$

a

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 X e^{i\omega t}, \quad (23)$$

kde  $X$  je vektor  $N$  časovo nezávislých amplitúd a predpokladá, že celý systém je schopný kmitať s jedinou frekvenciou  $\omega$ .

Dosadením riešenia do pohybovej rovnice dostaneme:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})X = 0. \quad (24)$$

Jediné netriviálne riešenie je:

$$\det|\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}| = 0. \quad (25)$$

Zavedieme  $\omega^2 = \lambda$ , a tým dostaneme charakteristickú rovnicu systému:

$$\det|\mathbf{K} - \lambda \mathbf{M}| = 0. \quad (26)$$

Obdržanú charakteristickú rovnicu možno rozložiť do tvaru:

$$d_N \lambda^N + d_{N-1} \lambda^{N-1} + \dots + d_0 = 0, \quad (27)$$

a riešením tejto rovnice možno určiť  $N$  hodnôt  $\lambda_i$ , ktoré sú tzv. vlastné čísla, a z ktorých sa dá určiť netlmené vlastné frekvencie. Tie sa získajú ako:

$$\Omega_{0i}^2 = \lambda_i. \quad (28)$$

Dosadením ľubovoľnej z nich do rovnice (24) získame príslušnú množinu relatívnych hodnôt  $X$ , teda  $\Psi_r$ , tzv. vlastný tvar zodpovedajúci príslušnej vlastnej frekvencii. Úplné riešenie je možné vyjadriť dvoma maticami  $N \times N$ . Buď spektrálnou maticou vlastných hodnôt (diagonálnou maticou)  $\Omega_{0r}^2$ , alebo maticou vlastných tvarov (modálnou maticou)  $\Psi$ , ktorá má tvar:

$$[\Psi_1 \ \Psi_2 \ \dots \ \Psi_r \ \dots \ \Psi_N] \quad (29)$$

$\Omega_{0r}^2$  značí  $r$ -té vlastné číslo alebo kvadrát vlastnej frekvencie a  $\Psi_r$  je  $r$ -tý vlastný vektor, ktorý charakterizuje príslušný vlastný tvar. Spektrálna matica je jedinečná, ale matica vlastných módov nie je, a to z dôvodu, že vlastné frekvencie skladajú z nemenných hodnôt [32]. Vlastné tvary podliehajú neurčitému škálovaciemu faktoru, ktorý neovplyvňuje tvar vibračného módu, iba jeho amplitúdu. Preto definujeme vlastný tvar ako pomer medzi amplitúdami kmitov v každom bode konštrukcie, keď je konštrukcia budená na svojej vlastnej frekvencii [32].

Skutočné amplitúdy kmitov závisia od počiatočných okrajových podmienok a miestach pôsobenia a amplitúd budiacich síl.

## 2.5 AKUSTIKA

Akustika je fyzikálna a technická oblasť, ktorá sa komplexne zaoberá zvukom a jeho formovaním súvisiace s vibráciami [27], šírením v plynách, kvapalinách a pevných látkach a ľudským vnímaním. Z jeho poddisciplín existuje rôznych, napr. hudobná akustika, ktorá skúma fyzikálne základy hudby a hudobných nástrojov, stavebná akustika, ktorá zvukové javy a súvislosti v uzavretom priestore [28], budovách a stavbách, priestorová akustika šírenie zvuku vo všeobecnom priestore, fyziologická akustika vznikom zvuku v hlasovom orgáne človeka atď.

### 2.5.1 AKUSTICKÉ VELIČINY

Akustické veličiny predstavujú základné fyzikálne parametre, ktorými sa popisuje vznik, šírenie a vnímanie zvuku. Tieto veličiny umožňujú kvantitatívne analyzovať zvukové javy v rôznych prostrediach – od voľného priestoru až po technické zariadenia a uzavreté objekty. Medzi najdôležitejšie akustické veličiny patria akustický tlak, intenzita zvuku, hladina akustického výkonu, frekvencia a rýchlosť šírenia zvuku.

Správne pochopenie a meranie týchto veličín je nevyhnutné pri riešení problémov súvisiacich s hlukom, vibráciami a ich vplyvom na ľudské zdravie či technické systémy. V technickej praxi sa akustické veličiny využívajú pri návrhu tichších a efektívnejších produktov, hodnotení akustického komfortu v interiéroch alebo pri plnení legislatívnych noriem týkajúcich sa hluku.

### 2.5.2 AKUSTICKÝ TLAK

Osoba so zdravým sluchom vníma ako zvuk akékoľvek vibrácie bubienka v počuteľnom frekvenčnom rozsahu, ktoré sú výsledkom postupnej zmeny tlaku vzduchu v uchu. Základnou jednotkou akustického tlaku je pascal (Pa). Jeden pascal (Pa) sa rovná 1 newtonu na meter štvorcový ( $\text{N}/\text{m}^2$ ) alebo 10 dynom na centimeter štvorcový ( $\text{dyn}/\text{cm}^2$ ) [33].

Pretože sluchový mechanizmus reaguje na zvukový tlak, je jedným z dvoch veličiny, ktoré sa zvyčajne merajú v technickej akustike. Ucho priemerného človeka je najcitlivejší na frekvenciách 2000 až 5000 Hz a mladý človek môže detegovať tlaky len asi  $20 \mu\text{Pa}$  [33], čo je v porovnaní s normálom atmosférický tlak ( $101,3 \times 10^3 \text{ Pa}$ ), okolo ktorého sa mení, je zlomkový variácia  $2 \times 10^{-10}$  [33].

Pre lepšie pochopenie uvedených informácií sú v tabuľke 1 zobrazené konkrétne príklady akustického tlaku, ktoré ilustrujú jeho hodnoty v rôznych podmienkach.

Tab. 1 Vplyv decibelov na ľudský sluch [34].

Akustický tlak $L_p$ (dBa)	Hluk	Subjektívne hlasitosť
0	-	Prah počuteľnosti
20	Tikot hodínok	Extrémne slabé zvuky
40	Hučanie chladničky	Veľmi slabé zvuky
60	Bežná konverzácia	Stredne hlasné zvuky
80	Jazda autom	Veľmi hlasné zvuky
100	Symfonický orchester	Extrémne silné zvuky
120	Štartujúce lietadlo	Prah bolestivosti

### 2.5.3 ČISTÝ TÓN

Čistý tón je zvuková vlna, ktorú je možné vyjadriť rovnicou [33]:

$$p(t) = p_0 \sin \sin(2\pi f) t, \quad (30)$$

kde  $p(t)$  je okamžitý, prírastkový, akustický tlak (nad a pod atmosférickým tlakom),  $p_0$  je maximálna amplitúda okamžitého akustického tlaku a  $f$  je frekvencia, to znamená počet cyklov za sekundu, vyjadrený v hertz. Čas  $t$  je v sekundách.

### 2.5.4 AKUSTICKÁ INTENZITA

Ďalšou veličinou, ktorá sa bežne meria v technickej akustike, je akustická intenzita, definovaná ako nepretržitý tok energie prenášaný zvukovou vlnou cez prírastkovo malú oblasť v bode v priestore [33]. Jednotky akustickej intenzity sú watt na meter štvorcový ( $W/m^2$ ). Toto množstvo je dôležité z dvoch dôvodov. Jednak, v bode voľného priestoru, súvisí s celkovým výkonom vyžarovaným do vzduchu zdrojom zvuku, a po druhé, v tomto bode má pevný vzťah k akustickému tlaku [33]. Akustická intenzita v bode je smerová (vektor) v tom zmysle, že poloha roviny prírastkovo malej oblasti sa môže meniť od kolmej na smer, v ktorom sa vlna pohybuje, po rovnobežnosť s týmto smerom. Má svoju maximálnu hodnotu  $I_{max}$ , keď je jej rovina kolmá na smer pohybu. Pri rovnobežnosti je intenzita zvuku nulová. Medzi tým sa zložka  $I_{max}$  mení ako kosínus uhla tvoreného smerom pohybu a priamky kolmej na prírastkovú oblasť. V prostredí, kde neexistujú odrazujúce povrchy, súvisí akustický tlak v ktoromkoľvek bode ľubovoľného typu voľne sa pohybujúcej vlny (rovinnej, valcovej, sférickej atď.) s maximálnou intenzitou  $I_{max}$ .

$$p_{rms} = I_{max} \cdot \rho \cdot c_{vzd}, \quad (31)$$

kde  $p_{rms}$  je stredná kvadratická hodnota akustického tlaku v Pascaloch ( $N/m^2$ ),  $\rho$  je hustota vzduchu v  $kg/m^3$ ,  $c_{vzd}$  je rýchlosť zvuku vo vzduchu v  $m/s$  a  $N$  je sila v Newtonoch.

### 2.5.5 AKUSTICKÝ VÝKON

Zdroj zvuku vyžaruje do okolitého vzduchu určité merateľné množstvo energie, ktoré sa nazýva akustický výkon, a základnou jednotkou je watt [W]. Ak je zdroj nesmerový, hovorí sa, že je to sférický zdroj zvuku. Pre takýto zdroj zvuku sú namerané (maximálne) intenzity zvuku vo všetkých bodoch na pomyselnéj guľovej ploche so stredom v akustickom strede zdroja rovnaké [33]. Matematicky

$$P_S = I_{Smax} \cdot S = I_{Smax} \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^2), \quad (32)$$

kde  $I_{Smax}$  je maximálna intenzita zvuku pri polomere  $r$  na povrchu imaginárnej gule obklopujúcej zdroj vo  $W/m^2$ ,  $P_S$  je celkový zvukový výkon vyžarovaný zdrojom vo wattoch,  $W$  ( $Nm/s$ ) a  $r$  je vzdialenosť od akustického stredu zdroja k povrchu imaginárnej gule.

Podobne možno tvrdiť aj o čiarovom zdroji, t.j. že maximálne intenzity zvuku vo všetkých bodoch na pomyselnéj valcovej ploche okolo valcového zdroja zvuku  $I_C$  sú rovnaké [33]:

$$p_{rms} = I_{max} \cdot \rho \cdot c_{vzd}, \quad (33)$$

kde  $P_C$  je celkový akustický výkon vyžarovaný valcom dĺžky  $l$  [m] vo wattoch a  $r$  je vzdialenosť od akustickej osi valcového zdroja k pomyselnéj valcovej ploche obklopujúcej zdroj.

### 2.5.6 HLADINA AKUSTICKÝCH VELIČÍN

Akustický tlak, výkon a intenzita sa bežne vyjadrujú v decibelových úrovniach. To nám umožňuje používať skôr logaritmickú ako lineárnu stupnicu. Poskytuje výraznú výhodu spočívajúcu v umožňovaní presných výpočtov pomocou malých číselných hodnôt a pri prispôsobovaní širokého rozsahu číselných hodnôt [26].

### 2.5.7 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

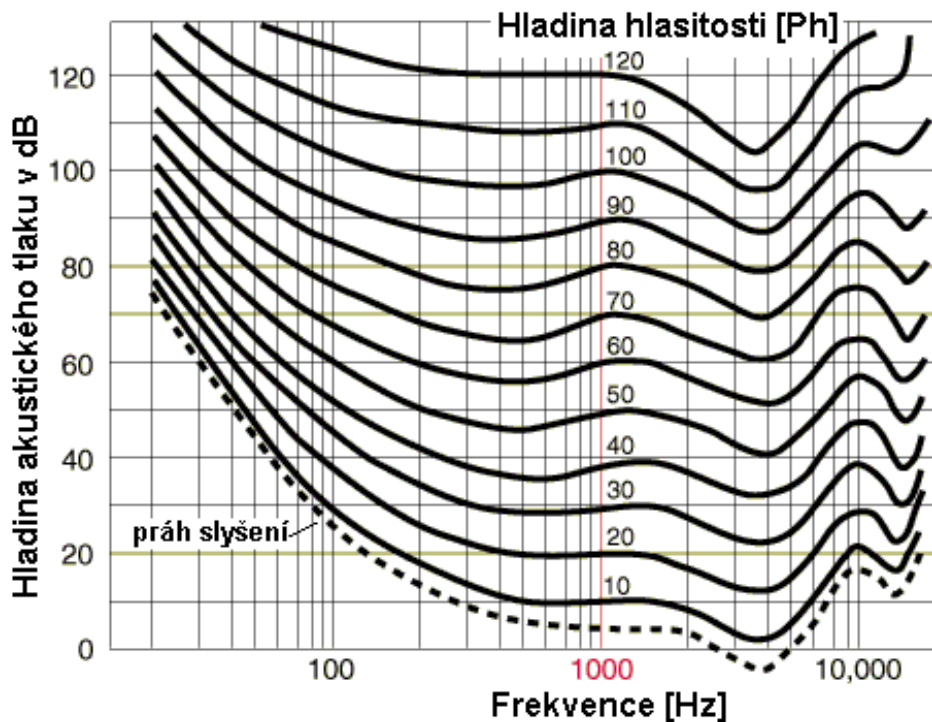
Hladina akustického tlaku sa vyjadruje v decibeloch (dB). Ide o logaritmickú veličinu, ktorá opisuje úroveň zvukového tlaku v porovnaní s referenčnou hodnotou, a tým aj intenzitu zvuku v danom bode priestoru. Hladina akustického tlaku,  $L_p$ , je definované ako [26]

$$L_p = 10 \log \log \left( \frac{\bar{p}^2}{p_{re}^2} \right) = 20 \log \log \left( \frac{\bar{p}}{p_{re}} \right), \quad (34)$$

kde  $\bar{p}$  označuje príslušnú strednú kvadratickú hodnota (RMS) príslušný tlak Pa alebo  $N/m^2$  a  $p_{re} = 20 \times 10^{-6} Pa = 0.0002 \mu bar$ . Ako referencia bol zvolený tlak  $20 \times 10^{-6} Pa$ , pretože

sa zistilo, že priemerný mladý dospelý človek dokáže pri tomto tlaku vnímať tón  $10^3$  Hz [26]. Tento odkaz sa často nazýva prahová hodnota sluchu pri  $10^3$  Hz [26].

Ako ilustrácia, obrázok 11 zobrazuje Barkhausenove krivky rovných hlasitostí, ktoré sú významným nástrojom pri analýze zvukových vln a ich vnímania v rôznych akustických prostrediach. Tieto krivky ukazujú, ako sa vnímaná hlasitosť zvuku mení v závislosti od frekvencie pri rôznych hodnotách akustického tlaku.



Obr. 11 Barkhausenove krivky rovných hlasitostí [28].

### 2.5.8 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Hladina akustického výkonu predstavuje logaritmické vyjadrenie množstva akustickej energie, ktorú vyžaruje daný zdroj zvuku do priestoru. Táto veličina charakterizuje samotný zdroj hluku, nezávisle od prostredia, v ktorom sa nachádza (napr. odrazivosti miestnosti, vzdialenosti mikrofónu a pod.). Hladina akustického výkonu sa vzťahuje k medzinárodne dohodnutej referenčnej hodnote akustického výkonu  $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$ . Táto hodnota zodpovedá približne prahu počuteľnosti pre ľudské ucho pri frekvencii 1 kHz. Hladina akustického výkonu,  $L_W$  je definovaná ako [26]

$$L_W = 10 \frac{P}{P_0}, \quad (35)$$

kde  $P$  označuje príslušný akustický výkon a  $P_0$  referenčnú hodnotu.

### 2.5.9 HLADINA AKUSTICKEJ INTENZITY

Rovnako ako akustický výkon, aj akustickú intenzitu je možné vyjadriť pomocou logaritmickej veličiny nazývanej hladina akustickej intenzity. Táto veličina vyjadruje pomer medzi danou hodnotou akustickej intenzity a medzinárodne stanovenou referenčnou hodnotou, a umožňuje porovnávanie intenzity zvuku rôznych zdrojov nezávisle od ich absolútnej veľkosti. Úroveň intenzity zvuku,  $L_I$ , je definované ako [31]

$$L_I = 10 \frac{I}{I_0}, \quad (36)$$

kde  $I_0$  je medzinárodne akceptovaná hodnota. To je [31]

$$I_0 = 10^{-12} \text{ W m}^{-2} = 1 \text{ pW m}^{-2}. \quad (37)$$

### 3 PRÍSTUPY K RIEŠENIU NVH PARAMETROV

Na analýzu parametrov NVH skúmanej prevodovky je potrebné najprv preskúmať dostupné metódy a následne vybrať najvhodnejšie prístupy, ktoré umožnia čo najpresnejšie simulovať prevádzkové podmienky. Tento krok je kľúčový pre získanie presných a realistických výsledkov, ktoré odrážajú reálne správanie prevodovky v rôznych prevádzkových podmienkach. Okrem toho je dôležité zabezpečiť, aby simulácie zohľadňovali všetky relevantné faktory, ako sú napríklad zaťaženia a dynamické vplyvy, ktoré môžu ovplyvniť hlučnosť prevodovky v reálnom svete.

Analýza NVH skrine prevodovky sa zameriava na hluk prenášaný vzduchom v priestore motora aj na hluk prenášaný konštrukciou do priestoru pre cestujúcich. V prevádzke pôsobia na skriňu prevodovky rôzne vzruchy s rôznymi frekvenciami. Ich zdrojom sú vnútorné účinky prevodovky aj vonkajšie vplyvy, najmä motor (nevyvážené hmotnosti, plynové sily, kmitanie krútiaceho momentu motora). Najmä v dôsledku budenia motora sa budia ohybové a torzné režimy. Hlavne v oblasti nižších frekvencií sa môže vyskytnúť znateľný hluk a vibrácie. Tieto sú dominantnými zdrojmi vnímania NVH v priestore pre cestujúcich [5].

#### 3.1 MODÁLNA ANALÝZA

Je prvý a v niektorých prípadoch jediný typ analýzy, ktorý sa pre konštrukciu vyžaduje [34]. Modálna analýza sa používa na určenie vnútorných dynamických charakteristík systému vo forme vlastných frekvencií, tlmenia a tvarov módov a na ich použitie pri formulovaní matematického modelu dynamického správania systému [21]. Hovoríme o veľmi dôležitej oblasti dynamiky, ktorá je v súčasnosti významnou súčasťou vývoja nových konštrukcií. Komplexný oscilačný proces sa regresiou rozkladá na čiastkové, tzv. modálne príspevky. Tieto príspevky sú: modálna (vlastná) frekvencia a modálny (vlastný) tvar.

Informácie sa získavajú numerickou analýzou dynamickej odozvy konštrukcie odvodenej zo sústavy rovníc a zo znalosti rozloženia hmotnosti a tuhosti [22]. Tieto metódy boli ďalej zdokonalené v recentných štúdiách Hinesa [37], ktoré poukazujú na význam správnej parametrizácie hmotnostného a tuhostného rozloženia v numerických modeloch, ako to uviedli napríklad Smith a spol. v roku 2018 [38], ktorí použili experimentálne metódy na verifikáciu numerických modelov modálnych analýz pre mostné konštrukcie. Možno ich získať aj z experimentálnych meraní odozvy konštrukcie na budenie. Numerická modálna analýza pozostáva z rozkladu sústavy diferenciálnych rovníc, ktorá je pomocou modálnej transformácie spojená so sústavou nezávislých, samostatne riešiteľných diferenciálnych rovníc.

Existuje viacero dôvodov na použitie modálnej analýzy. Na sledovanie dynamických vlastností konkrétnej konštrukcie alebo zariadenia a určenie, či sa vlastnosti konštrukcie predčasne zhoršujú, či zariadeniu hrozí porucha. Taktiež sa používa na úpravu hmotnosti alebo tuhosti konštrukcie s cieľom posunúť hodnoty vlastnej frekvencie a zabrániť veľkým amplitúdam v rezonančnom čase, ktoré by viedli k únave materiálu a prípadnému zlyhaniu zariadenia počas používania. Tieto aspekty boli podrobne preskúmané v štúdiu od Johnsona a Davisovej (2020) [39], ktorí sa zamerali na analýzu rezonancií a ich vplyv na únavu materiálu v oceľových mostoch.

Ďalej môže byť modálna analýza využitá na získanie animácií tvarov rôznych vlastných módov konštrukcie s cieľom pochopiť správanie kritických oblastí konštrukcie a následne prakticky vyriešiť tieto oblasti. Využitie vizualizačných nástrojov na simuláciu dynamického správania konštrukcií ukázali ich účinnosť pri optimalizácii konštrukčných prvkov a prevencii možných problémov, ako to uviedli Liu a spol. v štúdiu zameranej na simulácie mostov pri rôznych dynamických zaťaženiach [40]. Týmto spôsobom je možné prakticky vyriešiť kritické oblasti konštrukcie a predchádzať možným poruchám spôsobeným nepozornosťou pri návrhu alebo pri neoptimálnych materiálových vlastnostiach.

Podľa práce Miláčka [36] sa tieto technické problémy dajú vyriešiť použitím modálnej analýzy:

- Určenie vlastných frekvencií systému, ktoré pri zhode s budiacimi frekvenciami vedú k nadmernému kmitaniu alebo tzv. rezonancii. Výsledkom je znížená spoľahlivosť a životnosť zariadenia až po jeho prípadné poškodenie. Sprievodným nepriaznivým javom je aj zvýšený hluk.
- Určenie vlastných módov a ich porovnanie s účinkami budenia, čo slúži na posúdenie výskytu rezonančných javov.
- Kontrola vhodnosti a presnosti zjednodušených výpočtových modelov prostredníctvom porovnania s experimentálnymi výsledkami.
- Generovanie modálnych modelov meraných systémov na simuláciu rezonancií v skúmanom frekvenčnom rozsahu.
- Modifikácia komponentov s cieľom modálne preladiť z negatívnych rezonančných pásiem. Počítačové simulácie sa môžu použiť na vzájomné vyhodnotenie veľkého počtu variantov modifikácie v krátkom čase.
- Mapovanie a zisťovanie príčin škodlivých nadmerných vibrácií zariadenia počas prevádzky pomocou tzv. štruktúrneho stroboskopického mapovania.
- Identifikácia miest a priebehov budenia z nameraných prevádzkových odoziev (vhodné najmä pri jednoduchých konštrukciách).

Existuje niekoľko spôsobov, ako vykonať modálnu analýzu. Môže to byť analytický prístup, numerický prístup pomocou metódy konečných prvkov alebo inžiniersky experiment v laboratórii.

### 3.1.1 NUMERICKÝ PRÍSTUP

Jednou z metód modálnej analýzy je numerický prístup, ktorý sa vykonáva vo vybranom simulačnom programe, najčastejšie na základe metódy konečných prvkov alebo MKP. V praxi býva použitie analytických výpočtov s požadovanou presnosťou obmedzené na jednoduchšie prípady alebo na pomerne hrubý odhad riešenia. V tejto práci boli všetky numerické výpočty vykonané v softvéri ANSYS, ale medzi ďalšie používané programy patria NASTRAN, ABAQUS, SolidWorks a ďalšie.

Hlavnými výhodami použitia numerického prístupu s metódou konečných prvkov sú relatívne rýchly výpočtový čas a možnosť riešiť zložité modely s veľkou veľkosťou a tvarom. Na dosiahnutie čo najpresnejších výsledkov je potrebná znalosť geometrie a vlastností materiálov. Podľa Frankovského [41] možno postup vývoja výpočtového modelu a riešenia modálnej analýzy formulovať v nasledujúcich krokoch:

- Vygenerovanie a následný import geometrie súčiastky v CAD do prostredia softvéru FEA.
- Určenie požadovaných materiálových vlastností (napr. Poissonova konštanta  $\nu$ , Youngov modul pružnosti v ťahu  $E$ , hustota materiálu  $\rho$ ).
- Vytvorenie siete konečných prvkov. Je potrebné určiť vhodný typ a veľkosť prvku. Zvolená veľkosť prvku má zásadný vplyv na čas výpočtu a získané výsledky. Jemnejšia sieť poskytuje presnejšie výsledky, ale za cenu dlhšieho času výpočtu. Na základe získaných výsledkov sa odporúča sieť ďalej optimalizovať, aby sa získali čo najreálnejšie výsledky.
- Zadeinovanie a aplikovanie okrajových podmienok - podľa skutočného modelu.
- Výber riešiteľa a určenie frekvenčného rozsahu alebo počtu vlastných módov, ktoré sa majú skúmať.
- Zobrazenie a vyhodnotenie výsledných módov.

Vo väčšine prípadov sa skrine prevodoviek skladajú z viacerých vzájomne sa dotýkajúcich komponentov, ktoré sú najčastejšie spojené skrutkovými spojmi. V práci sa predpokladá, že spoj je ideálne tuhý a súčiastky sú teda v oblasti kontaktu pevne spojené. V skutočnosti to samozrejme nie je celkom pravda, ale je to relatívne rýchle a jednoduché z hľadiska času výpočtu a času používateľa. V skutočnosti môže byť spoj pevný len v blízkosti skrutiek [42], v závislosti od tuhosti lepených dielov. Vypočítané vlastné frekvencie môžu byť výrazne vyššie ako skutočné hodnoty, pretože výsledný výpočtový model môže byť výrazne tuhší. V prostredí softvéru Ansys Workbench sa tento typ kontaktu nazýva "bonded".

Vo väčšine prípadov je východiskovým bodom modálna analýza voľného telesa, čo znamená, že na teleso sa neuplatňujú žiadne obmedzenia stupňa voľnosti. V dôsledku toho bude mať riešenie prvých 6 vlastných módov nulovú alebo takmer nulovú frekvenciu, čo zodpovedá len 6 stupňom voľnosti telesa, t.j. 3 posuvy a 3 natočenia. Následne aplikujeme pevná väzby, a tým sa modálne vlastnosti zmenia v dôsledku aplikovaných okrajových podmienok a zamedzenia vyššie uvedených nulových frekvencií. Výsledkom budú buď ďalšie vlastné módy, alebo sa určité módy zachovávajú a zmenia sa ich frekvencie. To vedie k záveru, že okrem analýzy voľného telesa je vhodné analyzovať aj viazané teleso v reálnych prevádzkových podmienkach [42].

### 3.2 HARMONICKÁ ANALÝZA

Najjednoduchšiu formu periodických signálov možno zvyčajne vytvoriť ako kombináciu harmonických funkcií. Harmonická analýza je matematický postup na opis a analýzu periodicky sa opakujúcich javov. Mnohé fyzikálne javy, napríklad zvukové vlny, striedavé elektrické prúdy, príliv a odliv, pohyb a vibrácie strojov, môžu byť periodické. Takéto pohyby

možno merať pri viacerých po sebe idúcich hodnotách nezávislej premennej, zvyčajne času, a tieto údaje alebo z nich zostrojená krivka budú predstavovať funkciu nezávislej premennej.

Tu už je pohybová rovnica úplná, t.j. obsahuje všetky členy a opisuje vynútené, tlmené kmitanie. Jej matematický zápis pre systém s viacerými stupňami voľnosti (MDOF) je v tvare [34]:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = F. \quad (38)$$

Kde  $B$  je matica tlmenia systému,  $\dot{x}$  je vektor rýchlosti a  $F$  je vektor aplikovaného zaťaženia.

Harmonická analýza nadväzuje na modálnu analýzu, ktorá poskytuje informácie o modálnych vlastnostiach. Zatiaľ čo modálna analýza sa vyznačuje voľnými, netlmenými vibráciami, harmonická analýza pridáva vonkajšie zaťaženie a parametre tlmenia, a preto sa považuje za pokročilejší výpočtový prístup. Umožňuje simulovať ustálené odozvy systému na sínusové budenie a skúma, ako konštrukcia reaguje v rôznych frekvenčných pásmach. Analýza teda nezahŕňa tzv. prechodné stavy, ktoré sa vyskytujú na začiatku budenia konštrukcie. Používa sa najmä na konštrukcie vystavené periodickému zaťaženiu.

Prakticky sa harmonická analýza používa pri návrhu a overovaní konštrukcií vystavených periodickému zaťaženiu – napríklad v komponentoch spaľovacích motorov, turbínach, čerpadlách, reproduktoroch alebo prevodovkách, kde sa očakáva dlhodobé pôsobenie harmonického budenia. Ako aj Hibbeler a Fan uvádzajú [43], harmonická analýza je nevyhnutná pri optimalizácii komponentov pracujúcich v prostredí s vysokým cyklickým namáhaním, kde môže dôjsť k únave materiálu v dôsledku rezonancie.

V posledných rokoch sa harmonická analýza stále častejšie využíva v kombinácii s metódou konečných prvkov (FEM), čo umožňuje presnú predikciu kritických frekvenčných pásiem a amplitúd odozvy. Napríklad štúdia Zhang a kol. z roku 2021 [44] aplikovala harmonickú analýzu na modelovanie rotorových systémov v leteckom priemysle, kde sa odhalili kritické frekvencie vedúce k nárastu vibrácií.

Keďže je harmonická analýza zložitejšia, nie je tak široko používaná, ako analytický prístup. Najprv sa vykoná experimentálny prístup, ktorý sa potom overí numerickým prístupom. Pri modálnej analýze je postup obrátený.

### 3.2.1 NUMERICKÝ PRÍSTUP

Pri zostavení výpočtového modelu možno nájsť podobnosti s modálnou analýzou. Postup predchádzajúci výpočtu harmonickej analýzy možno opísať v nasledujúcich krokoch:

- Implementácia okrajových podmienok - určenie síl pôsobiacich na dané miesto konštrukcie. Každé zaťaženie má harmonický priebeh a rovnakú frekvenciu, ale môže mať voči sebe fázový posun. Na danom mieste sa môže uplatniť viacero účinkov.
- Určenie tlmenia materiálu konštrukcie, pričom spôsob opisu závisí od výberu typu prístupu výpočtovej analýzy.

- Určenie frekvenčného rozsahu (na základe výsledkov modálnej analýzy).
- Určenie meracích bodov konštrukcie, v ktorých sa meria odozva, a výber meranej veličiny.
- Výber metódy na riešenie numerickej analýzy a na jej základe vyhodnotenie odozvy konštrukcie.

Na základe informácií poskytnutých spoločnosťou ANSYS [45] možno numerický model harmonickej analýzy riešiť v ich systéme dvoma spôsobmi:

- Jedným z nich je metóda modálnej superpozície (MSUP) založená na numerickom modeli modálnej analýzy.
- Druhým spôsobom je tzv. úplná metóda, ktorá sa rieši nezávisle od modálnej analýzy.

### 3.2.2 METÓDA MODÁLNEJ SUPERPOZÍCIE

Metóda modálnej superpozície nadväzuje na numerický výpočet modálnej analýzy. Z toho vyplýva, že metóda využíva vlastné módy a frekvencie pre presné riešenia, a získané hodnoty už klastruje, pričom cieľom je "zoskupit" frekvenčné body v blízkosti vlastných frekvencií, pri ktorých sa zisťuje odozva [45]. V metóde modálnej superpozície sa odozva systému určuje superpozíciou vlastných módov v rámci daného frekvenčného spektra, získaného z riešenia predchádzajúcej modálnej analýzy. Prvý krok nastavenia a numerického výpočtu modálnej analýzy teda zaberie určitý čas, ale následné určenie odozvy pomocou harmonickej analýzy je časovo oveľa menej náročné ako riešenie plnej metódy. To umožňuje relatívne rýchle riešenie v širšom frekvenčnom pásme [46]. Útlm je tu proporcionálny, riešenie opäť prináša amplitúdy výchyliek, ich fázové posuny a amplitúdy napätí. V metóde modálnej superpozície sa všetky výpočty vykonávajú v dvoch krokoch [47]. V programovom prostredí Ansys Workbench je tiež zvolená ako predvolené nastavenie [45].

Ďalšou výhodou metódy je možnosť použiť výsledky jednej modálnej analýzy na riešenie viacerých harmonickej analýz s použitím rôznych síl [46]. Bohužiaľ, táto metóda neumožňuje použitie ľubovoľných posuvov, pretože tie musia byť nulové [45].

### 3.2.3 PLNÁ METÓDA

Metóda plnej analýzy rieši harmonickej rovnicu priamo v uzlových bodoch. Odozva systému sa určuje priamym výpočtom pohybovej rovnice pre každú frekvenciu zvlášť a tieto body sú rovnomerne rozložené v uvažovanom frekvenčnom rozsahu [46]. Toto riešenie trvá ale podstatne dlhšie v porovnaní s metódou modálnej superpozície. Na rozdiel od vyššie uvedenej metódy sa touto metódou zisťuje odozva vo všetkých bodoch konštrukcie, čo môže byť v určitých prípadoch výhodou. Ak je však cieľom experimentálne overenie výpočtového modelu, kde sa výstupný signál zvyčajne zisťuje v obmedzenom počte bodov, je táto výhoda v zásade zanedbateľná.

Pri riešení plnou metódou sa musí pre každú frekvenciu definovať matica tuhosti  $\mathbf{K}$  [45], čo je hlavnou príčinou výpočtovej zložitosti metódy. Keďže táto metóda nie je založená na

numerickej modálnej analýze, t. j. nezávisí od vlastných módov a frekvencií, možno použiť ľubovoľné harmonické zaťaženie alebo posunutie a navyše získané hodnoty nie sú zoskupené, ale rovnomerne rozložené [45]. Útlm v tejto metóde je úmerný a výsledkom riešenia sú amplitúdy deformácií, amplitúdy napätí a fázové posuny. V metóde úplnej analýzy sa všetky výpočty vykonávajú v jednom kroku [47], na rozdiel od metódy modálnej superpozície.

### 3.3 MULTIBODY SYSTÉMY

Analýza NVH pomocou multibody systémov (MBS) je veľmi účinný prístup na simuláciu a analýzu mechanických systémov, ako je prevodovka, ktoré sa skladajú z viacerých vzájomne prepojených častí. Multibody dynamika umožňuje simulovať interakcie medzi rôznymi komponentmi a ich pohyb v rôznych prevádzkových podmienkach. Tento prístup je obzvlášť užitočný pri analýze NVH, pretože umožňuje detailne modelovať interakcie medzi pohyblivými časťami, ktoré sú zodpovedné za generovanie vibrácií a hluku. Ako uvádza Zhang a spol. [48], MBS poskytuje robustné nástroje na predpovedanie a optimalizáciu mechanických vlastností systémov v rôznych dynamických podmienkach, čo výrazne zlepšuje schopnosť modelovať komplexné správanie prevodoviek.

Analýza NVH pomocou multibody systémov ponúka niekoľko výhod, medzi ktoré patrí napríklad:

- **Detailné modelovanie interakcií komponentov** - Multibody simulácie umožňujú presne modelovať mechanické interakcie medzi rôznymi časťami prevodovky, ako sú ozubené kolesá, ložiská, hriadele a ďalšie súčiastky. Tieto interakcie sú kľúčové pre pochopenie, ako sa generujú vibrácie a ako tieto vibrácie prúdia cez systém. Ako uvádza Müller a spol. [49], interakcie medzi ozubenými kolesami a ložiskami môžu zásadne ovplyvniť rozdelenie vibrácií, ktoré následne ovplyvňujú akustické vlastnosti systému. Modelovanie týchto interakcií umožňuje presnejšie analýzy a identifikáciu zdrojov hluku.
- **Simulácia rôznych prevádzkových podmienok** - MBS umožňuje simulovať rôzne prevádzkové stavy, ako sú rôzne zaťaženia, otáčky motora, zmeny momentu a dynamické vplyvy, ktoré sa môžu vyskytnúť pri reálnom chode prevodovky. Tento typ analýzy je veľmi dôležitý, pretože NVH je silne závislé od prevádzkových podmienok. Yang a spol. v ich štúdiu [50] ukazujú, že simulácia rôznych prevádzkových podmienok umožňuje optimalizovať dizajn prevodovky a znížiť vznik nežiaduceho hluku a vibrácií počas prevádzky.
- **Predpovedanie a analýza frekvenčných charakteristík** - Pomocou MBS je možné analyzovať frekvenčné charakteristiky systému a určiť, ktoré frekvencie budú dominantné pri generovaní hluku a vibrácií. To je obzvlášť dôležité pri identifikácii a potláčaní problémov v oblasti NVH, ako sú rezonancie alebo nežiaduce frekvencie, ktoré môžu spôsobiť nepríjemný hluk a vibrácie. Liu a spol. [51] v tejto súvislosti ukázali, že MBS môže byť kľúčový pri identifikácii frekvenčných pásiem, ktoré

prispievajú k nežiaducej akustickej emisii prevodoviek.

- **Zohľadnenie pružných a torzných režimov** - Multibody dynamika umožňuje modelovať aj pružné a torzné režimy komponentov. Pri prevodovkách sa často vyskytujú torzné kmitania, ktoré môžu mať výrazný vplyv na NVH. Pomocou MBS je možné simulovať, ako tieto kmitania ovplyvňujú celkové správanie systému. He a spol. [52] ukazujú, že torzné režimy v systémoch prevodovky môžu viesť k nežiaducim rezonanciám, ktoré zvyšujú vibrácie a hluk počas prevádzky.
- **Kombinovaná analýza mechanických a akustických vplyvov** - MBS možno kombinovať s akustickými simuláciami, čo umožňuje analyzovať, ako mechanické vibrácie prenikajú do prostredia a spôsobujú hluk, ktorý sa prenáša vzduchom alebo konštrukciou. Týmto spôsobom je možné získať realistickú simuláciu NVH v reálnych podmienkach.

Na základe výsledkov simulácií možno upraviť geometrické vlastnosti prevodovky (napr. tvar ozubených kolies, tvar skriniek, umiestnenie ložísk) alebo vybrať vhodné materiály, ktoré minimalizujú vibrácie a hlučnosť. Zhou a spol. vo svojej štúdií [53] ukazujú, že zmeny v geometrii ozubených kolies môžu významne ovplyvniť generovanie hluku a vibrácií v prevodovkách, čo umožňuje optimalizovať ich akustické vlastnosti. Multibody simulácia umožňuje identifikovať rezonancie v rôznych častiach prevodovky, ktoré by mohli viesť k zvýšenému hluku a vibráciám. Tieto rezonancie môžu byť následne eliminované úpravou dizajnu, napríklad zmenou frekvencií rezonancie, zosilnením určitých častí alebo optimalizáciou nastavenia komponentov. Liu a spol. [51] v tejto súvislosti uvádzajú, že analýza rezonancií pomocou MBS je kľúčová pre minimalizáciu hlučnosti a vibrácií, ktoré môžu vzniknúť počas prevádzky prevodovky. MBS môže pomôcť pri simulácii prevádzkových podmienok, ktoré by mohli spôsobiť nežiaduce vibrácie a hluk. Úprava týchto podmienok, napríklad úprava momentu, zaťaženia alebo rýchlosti otáčania, môže znížiť NVH. Müller a spol. [49] ukazujú, že prediktívne modelovanie rôznych prevádzkových podmienok prevodovky umožňuje minimalizovať výskyt nežiaducich dynamických účinkov, ktoré prispievajú k nadmernému hluku.

## 4 ZHRNUTIE NADOBUDNUTÝCH POZNATKOV

Prevodovky, alebo prevodové mechanizmy, sú nevyhnutným prvkom mechanických systémov, ktoré umožňujú efektívne riadenie otáčok a krútiaceho momentu medzi hriadeľmi, čím optimalizujú výkon pohonných jednotiek, zlepšujú účinnosť a zabezpečujú požadovanú rýchlosť otáčania. Základným princípom ich fungovania je využitie ozubených kolies rôznych veľkostí, ktoré vzájomne prenášajú silu a prispôsobujú výstupné otáčky motoru podľa potrieb konkrétneho mechanizmu. Prevodovky sú dôležité v širokom spektre aplikácií, od motorových vozidiel cez priemyselné stroje až po špecifické technické zariadenia. Rôzne typy prevodoviek, ako manuálne, automatické, DSG, CVT, hydrostatické či elektrické prevody, sa líšia svojimi výhodami a nevýhodami, ktoré ovplyvňujú komfort, spotrebu paliva, efektívnosť jazdy alebo náklady na údržbu. Napríklad manuálne prevodovky sú energeticky efektívne, ale náročné na ovládanie v mestskom prostredí, zatiaľ čo automatické prevody ponúkajú komfort, ale môžu viesť k vyššej spotrebe paliva. Prevodovky DSG kombinujú rýchlosť manuálnych prevodov s pohodlnosťou automatických systémov, zatiaľ čo CVT prevodovky zaručujú plynulý prenos výkonu, čo zlepšuje palivovú efektívnosť. V budúcnosti sa očakáva ďalší vývoj v oblasti prevodoviek, ktorý bude zameraný na znižovanie energetických strát, zvyšovanie spoľahlivosti a prispôsobenie elektromobilite a autonómnym vozidlám, pričom využitie pokročilých materiálov a IoT technológií bude kľúčové pre zlepšenie ich výkonu a životnosti.

Pri vozidlách je jedným zo zdrojov prevodovka, ktorej hluk sa stáva čoraz dôležitejším problémom pri vývoji automobilov s neustálym znižovaním hlučnosti spaľovacích motorov, používaním hybridizácie a elektromotorov. Príspevok hluku prevodoviek je k celkovému hluku vozidla nízky v porovnaní s podielom hluku spaľovacieho motora a s ostatnými hlukmi vozidla, ale môžu byť v ohraničených prevádzkových stavoch veľmi dominantné a neprijateľné.

Ak je systém budený vonkajšou silou, bude reagovať periodickým pohybom. Trenie vedie k transformácii energie z pohybu buď na teplo, alebo vyžarovaním zvukových vln. Tento zvuk ale môže byť nepríjemný, nežiaduci alebo rušivý, takže našim cieľom je minimalizovať jeho tvorbu. Na vznik hluku je hlavnou príčinou sila, ktorá vytvára vibrácie v komponentoch, ktoré sa potom sa prenášajú na okolitú konštrukciu. Až keď vibrácie rozrušia vonkajšie panely, vzniká hluk prenášaný vzduchom. Vo vnútri bežnej uzavretej prevodovky sú vysoké hladiny hluku, ale to zvyčajne nevedí, pretože kolísanie tlaku vzduchu nie je dostatočne silné na to, aby rozrušilo prevodovú skriňu výrazne.

Pri opise hlavných zdrojov hluku prevodoviek je predpoklad, že zuby sú v zábere. Vstup do záberu môže spôsobiť malý mechanický náraz, ktorý vyvolá štrukturálnu vibráciu, pretože sa vyskytnú chyby na obežnej dráhe valivých ložísk. Tieto vibrácie sa prenášajú konštrukciou prevodovky, z čoho vyplýva, že samotná skriňa prevodovky tiež môže byť dominantným zdrojom hluku. Hoci v tomto prípade sú ovplyvňujúcimi faktormi aj spôsob výroby skrine a materiál. Mechanický náraz nie je sprevádzaný tlmenými kmitmi ako v prípade porúch valivých ložísk. Z toho vyplýva, že jedna z najbežnejších zdrojov je chyba medzi zubami prevodovky (chyba prevodu). Relatívny posun, ktorý je príčinou zmeny sily, a teda vibrácií, je nezvyčajná, pretože tradične budíme vonkajšou silou, v prípade nerovnováhy alebo rozkmitanou nosnou zemou, aby sme vyvolali vibrácie. Pri ozubených prevodoch máme relatívny posun (chyba prevodu) medzi zapadajúcimi ozubenými kolesami, ktoré vytvárajú sily medzi zubami a následné vibrácie v systéme. Tento posun vzniká pôsobením rovnakých a opačných vibračných síl na povrchy zubov oboch ozubených kolies, ktoré ich od seba vzdiaľujú a vychýlia na dostatočnú vzdialenosť, aby sa prispôbili chybe prenosu.

Všetky základné zložky spektra hluku prevodoviek sa zvyčajne rozdeľujú na kombináciu nasledujúcich efektov: nízke harmonické otáčky hriadeľa, harmonické frekvencie základnej frekvencie zubového hriadeľa a ich postranné pásma, subharmonické zložky, komponenty frekvencie loviacich zubov, prízračné zložky, periodicitá v signáloch meraných na planétovej prevodovke, hrkotanie ozubených kolies, komponenty pochádzajúce z porúch valivých ložísk.

Pre vyriešenie parametrov NVH prevodovky potrebné preskúmať a potom vybrať vhodné prístupy, aby sa čo najpresnejšie simulovali prevádzkové podmienky na získanie realistických výsledkov.

Jedna z metód môže byť modálna analýza, ktorý je prvý (v niektorých prípadoch jediný typ analýzy), ktorý sa pre konštrukciu vyžaduje, a ktorá sa používa na určenie vnútorných dynamických charakteristík systému vo forme vlastných frekvencií, tlmiacich faktorov a tvarov módov a na ich použitie na formulovanie matematického modelu dynamického správania systému. Existuje viacero dôvodov na použitie modálnej analýzy: sledovanie dynamických vlastností konkrétnej konštrukcie alebo zariadenia a určenie, či sa vlastnosti konštrukcie predčasne nezhoršujú, či zariadeniu nehrozí porucha; úprava hmotnosti alebo tuhosti konštrukcie s cieľom posunúť hodnoty vlastných frekvencií a zabrániť veľkým amplitúdam v rezonančnom čase, ktoré by mohli viesť k únave materiálu a prípadnému zlyhaniu zariadenia počas prevádzky; alebo získanie animácií tvarov rôznych režimov činnosti konštrukcie s cieľom pochopiť správanie kritických oblastí a navrhnúť vhodné technické riešenia. Existuje niekoľko spôsobov, ako vykonať modálnu analýzu. Môže to byť analytický prístup, numerický prístup pomocou metódy konečných prvkov alebo inžiniersky experiment v laboratórii.

Nasledujúca je harmonická analýza, ktorý je matematický postup na opis a analýzu periodicky sa opakujúcich javov (najjednoduchšiu formu periodických signálov možno zvyčajne vytvoriť ako kombináciu harmonických funkcií). Harmonická analýza nadväzuje na modálnu analýzu, ktorá poskytuje informácie o modálnych vlastnostiach. Zatiaľ čo modálna analýza sa vyznačuje voľnými, netlmenými vibráciami, harmonická analýza pridáva vonkajšie zaťaženie a parametre tlmenia, a preto sa považuje za pokročilejší výpočtový prístup. Zameriava sa na skúmanie ustálených odoziev na harmonické alebo sínusové budenia, najmä vo frekvenčnej oblasti. Analýza teda nezahŕňa tzv. prechodné stavy, ktoré sa vyskytujú na začiatku budenia konštrukcie. Používa sa najmä na konštrukcie vystavené periodickému zaťaženiu (napr.: spaľovacie motory, turbíny - čerpadlá, reproduktory alebo prevodovky). Keďže je harmonická analýza zložitejšia, nie je tak široko používaná, ako analytický prístup. Najprv sa vykoná experimentálny prístup, ktorý sa potom overí numerickým prístupom. Pri modálnej analýze je postup obrátený.

Analýza NVH pomocou multibody systémov (MBS) je účinný nástroj na simuláciu a analýzu komplexných mechanických systémov, ako sú prevodovky, ktoré sa skladajú z viacerých vzájomne prepojených komponentov. MBS umožňuje detailné modelovanie interakcií medzi pohyblivými časťami, ako sú ozubené kolesá, ložiská a hriadele, čo je kľúčové pre pochopenie generovania vibrácií a hluku, ktorý ovplyvňuje akustické vlastnosti systému. Simulácie rôznych prevádzkových podmienok, ako sú zaťaženia, otáčky motora a dynamické vplyvy, umožňujú optimalizovať dizajn prevodovky, čím sa minimalizujú nežiaduce vibrácie a hluk. Okrem toho, MBS poskytuje nástroje na predpovedanie frekvenčných charakteristík systému a identifikáciu dominantných frekvencií, ktoré vedú k rezonanciám a neprijemným zvukovým emisiám. Modelovanie pružných a torzných režimov komponentov umožňuje simulovať vplyv torzných

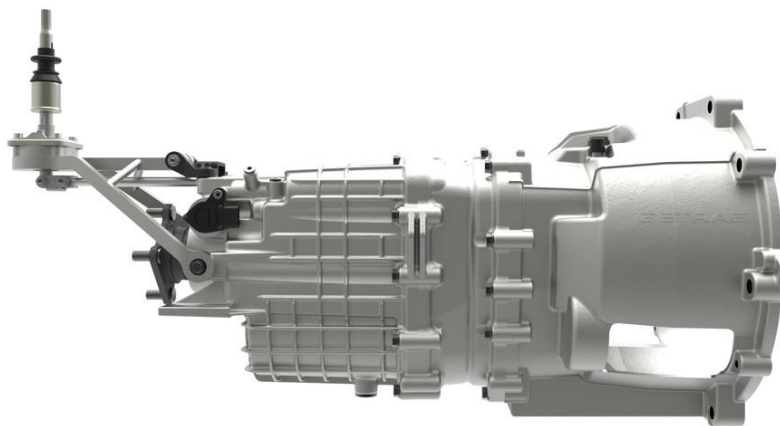
kmitaní na celkový výkon systému, čo je dôležité pre analýzu NVH. MBS tiež umožňuje kombinovanú analýzu mechanických a akustických vplyvov, čím poskytuje realistickú simuláciu šírenia vibrácií do prostredia. Tento prístup tak umožňuje optimalizovať geometrické vlastnosti prevodoviek, zvoliť vhodné materiály a upraviť dizajn, aby sa znížili vibrácie a hlučnosť. Výsledky simulácií môžu byť použité na identifikáciu rezonancií v rôznych častiach systému, ktoré sa následne eliminujú úpravami dizajnu, čo prispieva k minimalizácii hlučnosti a vibrácií počas prevádzky.

## 5 SKÚMANÁ PREVODOVKA

Na analýzu bola vybraná prevodovka Getrag 233 (V160). Dôvodom výberu tejto konkrétnej prevodovky bolo to, že jej takmer kompletný model bol k dispozícii online vo vhodnom 3D formáte pevného telesa, hoci strednú časť musela byť namodelovaná. Okrem toho ďalším kritériom bolo, aby bola čo najaktuálnejšia a aby bolo možné získať čo najviac informácií o konkrétnej prevodovke.

### 5.1 PREDSTAVENIE PREVODOVKY

Prevodovka je 6-stupňová, manuálna a pozdĺžne orientovaná. Konštrukčne využíva trojdielny hliníkový odliatok (časť spojky, medzikus a zadná časť). Je plne synchronizovaná a vybavená trojitými kuželovými synchronizátormi na prvom a druhom prevodovom stupni, dvojkružľovými synchronizátormi na treťom a štvrtom stupni a jednokuželovými synchronizátormi na piatom, šiestom a spätnom prevodovom stupni. Hmotnosť prevodovky je 51,0 kg [54]. V160 má objem maziva 1,8 litra [55]. Podľa výrobcu je špecifikácia oleja pre prevodovku Toyota V160 Gearbox fluid [55]. Táto kvapalina je certifikovaná spoločnosťou Getrag a je najlepšou voľbou pre prevodovku. Alternatívne môžete namiesto nej zvoliť aj olej Castrol Transmax Z [55].



**Obr. 12** 3D CAD model prevodovky - kompletná zostava [56].

Prevodovka bola vyrábaná spoločnosťou Getrag, ktorá bola významným dodávateľom prevodových systémov pre osobné a úžitkové vozidlá. Spoločnosť založil v roku 1935 v nemeckom Ludwigsburgu Hermann Hagenmeyer [57] ako Getriebe und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie KG [57].



**Obr. 13** Skutočná prevodovka Toyota Supra V160 Getrag [58].

Prevodovka bola použitá vo vozoch Toyota Supra Twin Turbo a Nissan Skyline GT-R (R34). Štvrtá generácia modelu Supra bola vybavená novou šesťstupňovou manuálnou prevodovkou Getrag/Toyota V160 v modeloch s turbodúchadlom, zatiaľ čo verzie s atmosférickým nasávaním využívali päťstupňovú manuálnu prevodovku W58 [59]. Každý model bol ponúkaný so štvorstupňovou automatickou prevodovkou s manuálnym režimom radenia [59].

Sériová výroba model A80 sa začala v apríli 1993, bol vybavený dvoma novými motormi: prirodzene nasávaným motorom Toyota 2JZ-GE, dvojito preplňovaným motorom Toyota 2JZ-GTE. Pre exportný model (americké/európske trhy) Toyota vylepšila motor Supra turbo (inštaláciou menších turbodúchadiel s ocelovými kolesami a väčších vstrekovačov paliva atď.) Tým sa zvýšil výkon na 243 kW a krútiaci moment na 441 Nm pri 4 000 ot/min [60] pre európske trhy. Výroba bola ukončená v roku 2002.



**Obr. 14** 1993 Toyota Supra Twin Turbo MK4 Sport Roof (A80) [61].

Modely GF-BNR34 (R34) Skyline GT-R, GT-R V-Spec a GT-R V-Spec N1 boli predstavené v januári 1999 [62]. Model R34 GT-R bol v porovnaní s predchodcom kratší a predný previs bol zmenšený, bol dvojdverovým kupé s motorom vpredu a pohonom všetkých kolies.

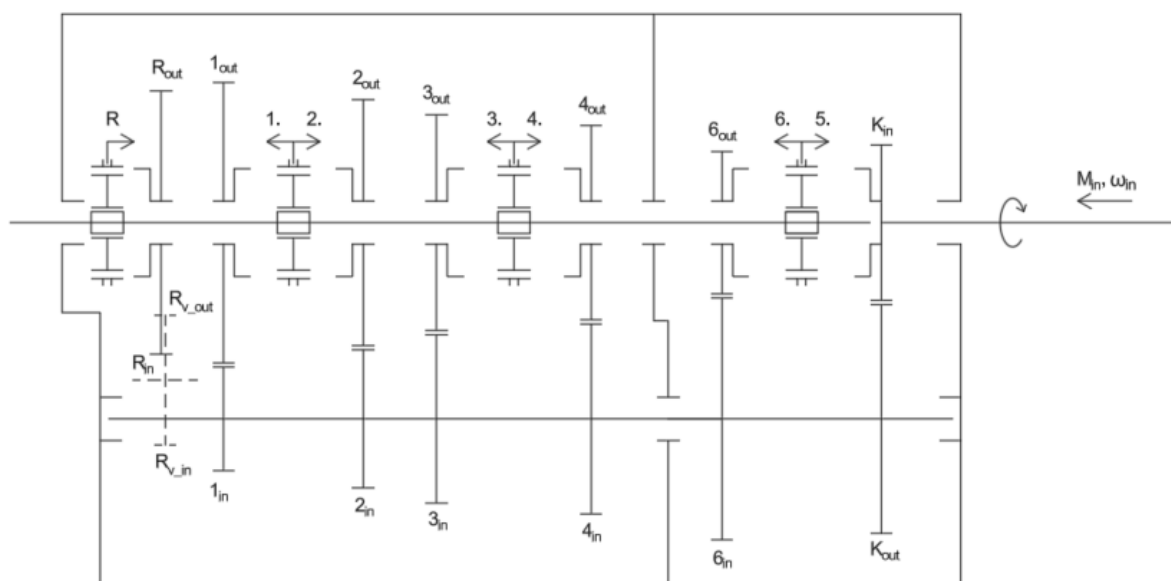
Vo februári 2002 spoločnosť Nissan uviedla na trh posledný sériový model R34 GT-R s názvom Skyline GT-R V-Spec II Nür [63] a Skyline GT-R M-Spec Nür, ktoré vychádzali z modelu V-Spec II N1. Model Nür bol vybavený vylepšeným motorom RB26DETT, ktorý vychádzal z pretekárskeho motora N1. Spoločnosť Nismo pôvodne navrhla koncept Z-tune, prvý bol postavený v roku 2003 s použitím použitého modelu Skyline GT-R V-Spec II z roku 2002 [62]. Bol postavený s koncepčným motorom RB26DETT "Z1". Rovnako ako v prípade pretekárskych vozidiel bol použitý zosilnený blok motora. S novým zdvihovým objemom 2,8 l a modernizovanými turbodúchadlami mal motor Z1 výkon 368 kW pri 6800 ot/min a krútiaci moment 540 Nm pri 5200 ot/min [64] [65]. Výroba modelu R34 sa skončila v roku 2002.



**Obr. 15** Nissan Skyline GT-R BNR34 M-Spec Nür, v galérii Nissan Ginza [62].

## 5.2 PARAMETRE PREVODOVKY

Ako to už bolo spomenuté, samotná prevodovka je 6-stupňová, manuálna, pozdĺžne orientovaná, využíva trojdielny hliníkový odliatok. Je plne synchronizovaná a je vybavená trojitými kuželovými synchronizátormi na prvom a druhom prevodovom stupni, dvojkružľovými synchronizátormi na treťom a štvrtom prevodovom stupni a jednokuželovými synchronizátormi na piatom, šiestom a spätnom prevodovom stupni. Prevodovka má hmotnosť 51,0 kg [54]. Má objem maziva 1,8 litra [55].



**Obr. 16** Kinematická schéma prevodovky.

### 5.2.1 PARAMETRE OZUBENÝCH KOLIES

Ozubené kolesá patria medzi základné prvky mechanických prevodových systémov a slúžia na prenos rotačného pohybu a momentu medzi hriadeľmi. Pre ich správnu funkciu a efektívny prenos energie je nevyhnutné presne definovať ich geometrické a funkčné parametre. Tieto parametre určujú nielen rozmery ozubenia, ale aj jeho mechanické vlastnosti, účinnosť, hlučnosť a životnosť.

**Tab. 2** Parametre ozubených kolies podľa dostupného modelu.

Normálny modul	$m_n = 2,75 \text{ mm}$
Normálny uhol záberu	$\alpha_n = 10^\circ$
Uhol sklonu zuba	$\beta = 20^\circ$

**Tab. 3** Počet zubov ozubených kolies.

Počet zubov			
<b>Z1_in</b>	19	<b>Z1_out</b>	50
<b>Z2_in</b>	21	<b>Z2_out</b>	36
<b>Z3_in</b>	31	<b>Z3_out</b>	38
<b>Z4_in</b>	39	<b>Z4_out</b>	37
<b>Zk_in</b>	45	<b>Zk_out</b>	26
<b>Z6_in</b>	44	<b>Z6_out</b>	28
<b>ZR_in</b>	22	<b>ZR_out</b>	43

Ozubenie je šikmé, so stúpaním všetkých ozubených kolies orientovaným ľavotočivo. Táto geometrická konfigurácia spôsobuje vznik nielen radiálnych, ale aj axiálnych síl pôsobiacich pozdĺž osi hriadeľa. Preto bude pri následných výpočtoch potrebné zohľadniť aj tieto axiálne zaťaženia.

Prevodové pomery sa teda dá vypočítať nasledovne; stály prevod:

$$i_s = \frac{z_{k\_out}}{z_{k\_in}} = 1,38, \quad (39)$$

potom prevodové pomery jednotlivých prevodových stupňoch:

$$i_1 = \frac{z_{1\_out}}{z_{1\_in}} \cdot i_s = 3,82, \quad (40)$$

$$i_2 = \frac{z_{2\_out}}{z_{2\_in}} \cdot i_s = 2,36, \quad (41)$$

$$i_3 = \frac{z_{3\_out}}{z_{3\_in}} \cdot i_s = 1,69, \quad (42)$$

$$i_4 = \frac{z_{4\_out}}{z_{4\_in}} \cdot i_s = 1,30, \quad (43)$$

$$i_6 = \frac{z_{6\_out}}{z_{6\_in}} \cdot i_s = 0,79, \quad (44)$$

$$i_R = \frac{z_{R\_out}}{z_{R\_in}} \cdot i_s = 3,28. \quad (45)$$

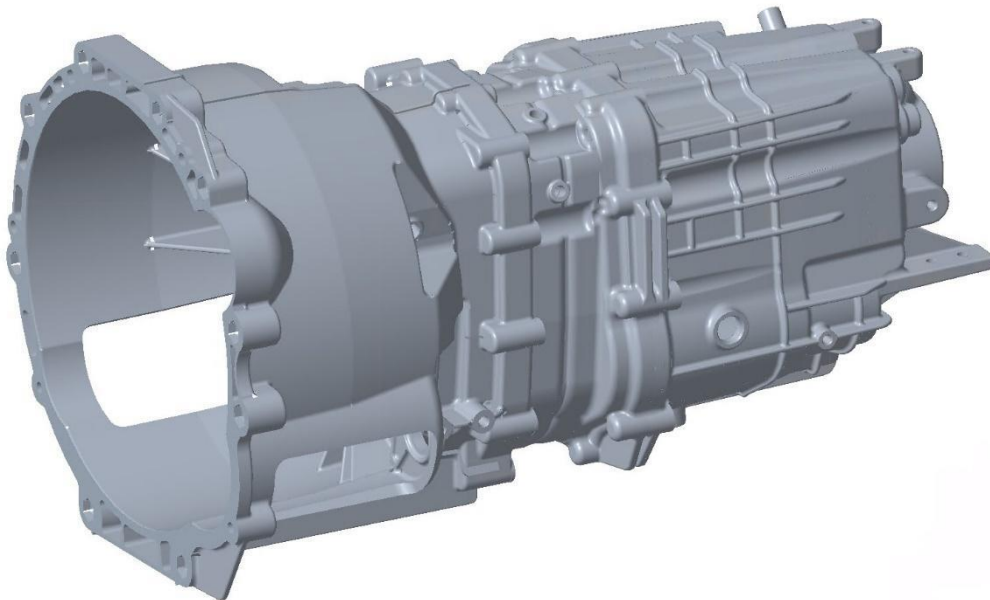
V prípade piateho prevodového stupňa sa vstupný a výstupný hriadeľ spoja, čo znamená, že otáčky budú v pomere 1:1, t.j. prevodový pomer  $i_5 = 1$ . Tento pomer naznačuje, že pri tomto stupni dochádza k priamemu prenášanju otáčok medzi motorom a hnacím hriadeľom, pričom otáčky motora sa rovnako prenášajú na kolesá. Hoci model ani ozubené kolesá neboli prístupné na detailné zhodnotenie, podľa dostupných zdrojov [66], finálny prevodový pomer vozidla v tomto prípade dosahuje hodnotu  $i_f = 3,266$ . Tento finálny prevodový pomer je kľúčový pre určenie dynamiky vozidla a ovplyvňuje, ako sa točivý moment motora prenáša na kolesá pri vyšších rýchlostiach alebo pri prechode na vyšší prevodový stupeň

## 6 STANOVENIE NVH PARAMETROV PREVODOVKY

Táto časť práce sa zameriava na modálnu a harmonickú akustickú analýzu vybranej prevodovky. Opísané budú numerické výpočty, vykonané v softvéri ANSYS, ktorý je založený na metóde konečných prvkov (MKP).

Cieľom analýzy je predovšetkým určiť pôsobiace dynamické sily, kritické miesta z hľadiska vibrácií a prípadne deformácie v jednotlivých konštrukčných prvkoch. V tomto prípade bola harmonická analýza použitá najmä na identifikáciu oblastí s najväčšími amplitúdami zrýchlenia.

Prevodová skriňa, znázornená na obr. 17, sa skladá z troch hlavných konštrukčných komponentov: časti spojky, medzikusu a zadnej časti. Tieto komponenty spolu vytvárajú tuhú, avšak zložito namáhanú zostavu, ktorej primárnou funkciou je mechanická ochrana a uloženie hnacích a hnaných súčastí prevodového mechanizmu, ako sú ozubené kolesá, ložiská a hriadele.



**Obr. 17** 3D model skrine prevodovky programu Creo Parametric.

Z pohľadu konštrukčného a pevnostného návrhu zohrávajú časť spojky a zadná časť kľúčovú úlohu. Ide o najrozsiahlejšie a zároveň najviac zaťažované segmenty celej skrine. Ich veľké plošné rozmery, najmä v oblasti bočníc a stien, spôsobujú zvýšenú citlivosť na ohybové a membránové deformácie, najmä pri dynamických a excentrických zaťaženiach pôsobiacich od rotujúcich častí prevodovky.

Tieto komponenty vykazujú nižšiu lokálnu tuhosť, čo sa prejavuje väčšou pravdepodobnosťou výskytu lokálnych prehnutí, rezonancií alebo koncentrácií napätí. V oblastiach s výrazným zoslabením priečneho prierezu – napr. v okolí montážnych otvorov, rebier alebo spojovacích plôch – môže dochádzať ku koncentrovaným napätiam a potenciálnemu vzniku únavových trhlín počas dlhodobej prevádzky.

Zadná časť skrine, ktorá typicky nesie uloženie výstupného hriadeľa, musí zároveň zabezpečiť presné ustavenie ložísk a dostatočnú tuhosť proti vychýleniu, pretože aj drobné odchýlky môžu ovplyvniť správnu funkciu ozubenia a zvýšiť opotrebovanie.

Časť spojky, ako predná časť skrine, plní podobnú úlohu, avšak jej geometria je často komplikovaná kvôli napojeniu na motor alebo iný hnací prvok. To si vyžaduje špecifickú geometrickú adaptabilitu a zároveň mechanickú robustnosť, čo môže viesť k kompromisom v hrúbke stien alebo vystužení, čím sa opäť zvyšuje riziko deformácií.

Z uvedených dôvodov je potrebné venovať osobitnú pozornosť optimalizácii hrúbky stien, rozmiestneniu vystužovacích rebier, ako aj výberu materiálu s ohľadom na pomer medzi hustotou, tuhosťou a únavovou pevnosťou. Výsledky štrukturálnej analýzy sú preto kľúčové pre posúdenie, či daná geometria a konštrukčné riešenie spĺňa požadované kritériá pevnosti, tuhosti a vibračnej stability počas celej životnosti prevodovej skrine.

## 6.1 VÝPOČET ZUBOVEJ FREKVENCIE PRI MAXIMÁLNEHO TOČIVÉHO MOMENTU

Presné určenie frekvencie prechodu zubov predstavuje dôležitý krok v procese dynamickej analýzy mechanických systémov obsahujúcich ozubené prevody. Táto frekvencia úzko súvisí s rotačnou rýchlosťou a počtom zubov na ozubenom kolese, pričom zohráva významnú úlohu pri identifikácii potenciálnych rezonančných stavov. Ak sa frekvencia prechodu zubov zhoduje alebo približuje niektorej z vlastných frekvencií sústavy, môže dôjsť k výraznému nárastu amplitúdy vibrácií – teda k rezonancii, ktorá negatívne ovplyvňuje životnosť a spoľahlivosť konštrukcie.

Z tohto dôvodu je výpočet tejto frekvencie nevyhnutný pre návrh konštrukčných opatrení, ktoré umožnia vyhnúť sa kritickým frekvenčným pásmam počas prevádzky. Identifikácia a analýza frekvencie prechodu zubov teda priamo prispieva k optimalizácii návrhu z hľadiska dynamickej stability a vibračnej odolnosti.

Na určenie najvyššej úrovne dynamického budenia v systéme je potrebné vypočítať maximálne budiace sily pôsobiace na jednotlivé ložiská. Hoci podrobná analýza týchto síl patrí predovšetkým do rámca harmonickej analýzy, už v tejto fáze je dôležité identifikovať maximálne hodnoty točivého momentu motora, ktoré možno preniesť na hnacie kolesá bez straty adhézie – teda predtým, než dôjde k preklzu kolies.

Keďže pre samotnú modálnu analýzu nie sú konkrétne silové účinky potrebné, tieto údaje sa zisťujú primárne s cieľom určiť maximálne vstupné otáčky motora, pri ktorých ešte možno preniesť maximálny točivý moment na kolesá v danom prevodovom stupni. Práve v tomto prevádzkovom stave dochádza k najväčšiemu silovému budeniu konštrukcie.

Tieto hodnoty slúžia na ohraničenie skúmaného frekvenčného spektra, v ktorom sa analyzujú vlastné frekvencie a módy konštrukcie. To však neznamená, že k rezonancii nemôže dôjsť aj pri vyšších otáčkach motora, kedy je síce prenášaný nižší točivý moment, ale stále môžu vzniknúť budenia, ktoré môžu spôsobiť rezonanciu.

Na základe tejto analýzy je možné určiť aj zodpovedajúce otáčky motora, z ktorých následne vyplývajú zubové frekvencie pre jednotlivé zaradené prevodové stupne. Tieto frekvencie slúžia

ako vstupný údaj pre analýzu budenia a jeho súladu s vlastnými frekvenciami systému, vďaka čomu možno účinne predchádzať rezonancii. Aj keď je známe, že motor dosahuje maximálny točivý moment pri 5200 otáčkach za minútu, neznamená to, že túto hodnotu možno efektívne využiť pri každom zaradenom prevodovom stupni. Prenositelný točivý moment je výrazne ovplyvnený trakčnými podmienkami – najmä súčiniteľom trenia medzi pneumatikou a vozovkou – a ďalej závisí od hmotnosti vozidla, rozloženia zaťaženia a charakteristík prevodového ústrojenstva. Z toho dôvodu je nutné uvažovať špecifické limity pre každý prevodový stupeň, čo umožní presnejšiu predikciu reálnych budiacich síl a ich frekvenčného spektra.

Je daná hodnota maximálnych otáčok  $n_{Mt_{max}} = 5200 \text{ min}^{-1} = 86,67 \text{ s}^{-1}$  [62], hmotnosť vozidla  $m = 1560 \text{ kg}$  [64], dynamický polomer kolies  $r_d = 320 \text{ mm}$  [64]. Prenositelný točivý moment je výrazne ovplyvnený trakčnými podmienkami – najmä súčiniteľom trenia medzi pneumatikou a vozovkou – a ďalej závisí od hmotnosti vozidla, rozloženia zaťaženia a charakteristík prevodového ústrojenstva. V danom prípade ide o pohon všetkých kolies (AWD) [64], pričom krútiaci moment je rozdelený rovnomerne medzi prednú a zadnú nápravu v pomere 50 % – 50 %. Táto konfigurácia zabezpečuje lepšiu trakciu a stabilitu vozidla, avšak pri analýze prenosu síl a možného preklzu kolies je potrebné zohľadniť rozdelenie zaťaženia na jednotlivé nápravy a prípadné rozdiely v súčiniteľoch trenia predných a zadných pneumatík. Gravitačné zrýchlenie sa berie ako  $g = 9,981 \text{ m/s}^2$  je štandardná hodnota na povrchu Zeme. Účinnosť hnacieho ústrojenstva je približne  $\eta = 0,85$  [67], čo znamená, že 85 % energie generovanej motorom je efektívne prenesených na kolesá, zatiaľ čo zvyšok sa stráca vo forme tepla, vibrácií a iných mechanických stratách v systéme. Súčiniteľ trenia,  $\mu$ , ktorý udáva odpor medzi pneumatikou a vozovkou pri ideálnych podmienkach (suchá vozovka, optimálny tlak pneumatík a bez poškodenia), sa zvyčajne predpokladá ako  $\mu = 1$  [68] v prípade maximálnej trakcie.

Maximálna ťažná sila pred pošmyknutím je:

$$F_{t_{max}} = \mu \cdot m \cdot g \cdot 0,5 = 7649,19 \text{ N}. \quad (46)$$

Maximálne krútiace momenty motora, pred pošmyknutím kolies pri jednotlivých prevodových pomeroch budú teda:

$$M_{t_{max\_1}} = \frac{F_{t_{max}} \cdot r_d}{i_1 \cdot i_f \cdot \eta} = 230,85 \text{ Nm}, \quad (47)$$

$$M_{t_{max\_2}} = \frac{F_{t_{max}} \cdot r_d}{i_2 \cdot i_f \cdot \eta} = 374,06 \text{ Nm}, \quad (48)$$

$$M_{t_{max\_3}} = \frac{F_{t_{max}} \cdot r_d}{i_3 \cdot i_f \cdot \eta} = 523,13 \text{ Nm}, \quad (49)$$

$$M_{t_{max\_4}} = \frac{F_{t_{max}} \cdot r_d}{i_4 \cdot i_f \cdot \eta} = 675,91 \text{ Nm}, \quad (50)$$

$$M_{t\_max\_5} = \frac{F_{t\_max} \cdot r_d}{i_5 \cdot i_f \cdot \eta} = 881,72 \text{ Nm}, \quad (51)$$

$$M_{t\_max\_6} = \frac{F_{t\_max} \cdot r_d}{i_6 \cdot i_f \cdot \eta} = 1109,86 \text{ Nm}, \quad (52)$$

$$M_{t\_max\_R} = \frac{F_{t\_max} \cdot r_d}{i_R \cdot i_f \cdot \eta} = 268,43 \text{ Nm}. \quad (53)$$

Z výsledkov vyplýva, že pri prevodových stupňoch 1, 2, 3 a spätnom prevodovom stupni (R) nebudeme schopní dosiahnuť maximálny dosiahnuteľný točivý moment motora pred začiatkom preklzovania kolies. Tento fakt naznačuje, že pri týchto prevodových stupňoch nebude možné efektívne preniesť maximálny točivý moment motora na kolesá, a to z dôvodu obmedzených trakčných podmienok alebo nadmerného zaťaženia.

Preto je nevyhnutné vypočítať otáčky motora pri maximálnych dosiahnuteľných točivých momentoch, ktoré je možné preniesť na kolesá bez preklzovania.

Keďže otáčková charakteristika motora nebola prístupná, predpokladáme lineárnu závislosť medzi točivým momentom a otáčkami motora. Tento predpoklad umožňuje zjednodušenie výpočtov a analýzy, hoci v reálnych motoroch táto závislosť nebýva čisto lineárna. V skutočnosti väčšina reálnych motorov vykazuje nelineárnu charakteristiku, kde točivý moment najčastejšie narastá do určitého bodu, po ktorom začína klesať v dôsledku obmedzení výkonu motora pri vysokých otáčkach.

Rezonancia môže nastať aj pri vyšších otáčkach motora, aj keď v týchto podmienkach je prenášaný nižší točivý moment. Napriek tomu, že točivý moment je nižší, stále môžu vzniknúť určité oscilácie alebo vibrácie, ktoré vyvolávajú budiace frekvencie v mechanickom systéme. Tieto vibrácie môžu spôsobiť vznik rezonancie, ktorá zosilní vibrácie na konkrétnych frekvenciách, čím sa zvyšuje riziko poškodenia súčiastok. Aj pri nižšom točivom momente, ak sa tieto budiace frekvencie zhodujú s prirodzenými rezonančnými frekvenciami komponentov motora, môže dôjsť k nežiaducej rezonancii. Preto je dôležité aj pri vyšších otáčkach motora dôkladne sledovať možné frekvenčné interakcie, ktoré by mohli viesť k rezonancii a poškodeniu zariadenia.

Táto práca sa však bude zaoberať výlučne vibráciami, ktoré vznikajú v dôsledku maximálnych možných síl prenášaných pri jednotlivých prevodových stupňoch. Analýza sa sústreďí na vibrácie generované v okamihu, keď prevodovka dosahuje svoje maximálne zaťaženie, čo môže viesť k výrazným osciláciám a potenciálnym problémom v systéme. Cieľom bude identifikovať a pochopiť správanie vibrácií pri týchto extrémnych podmienkach a ich vplyv na mechanické komponenty, ktoré sú pod tlakom týchto maximálnych síl.

Otáčky pri maximálne dosiahnuteľných točivých momentoch pre jednotlivé stupne:

$$n_{Mt\_max\_i} = n_{Mt\_max} \cdot \frac{M_{t\_max\_i}}{M_{t\_max}}, \quad (54)$$

dosadením:

$$n_{Mt\_max\_1} = n_{Mt\_max} \cdot \frac{M_{t\_max\_1}}{M_{t\_max}} = 2223,00 \text{ min}^{-1}, \quad (55)$$

$$n_{Mt\_max\_2} = n_{Mt\_max} \cdot \frac{M_{t\_max\_2}}{M_{t\_max}} = 3602,08 \text{ min}^{-1}, \quad (56)$$

$$n_{Mt\_max\_3} = n_{Mt\_max} \cdot \frac{M_{t\_max\_3}}{M_{t\_max}} = 5037,50 \text{ min}^{-1}, \quad (57)$$

$$n_{Mt\_max\_R} = n_{Mt\_max} \cdot \frac{M_{t\_max\_R}}{M_{t\_max}} = 2584,88 \text{ min}^{-1}. \quad (58)$$

Na základe už získaných údajov môžeme pristúpiť k ďalšiemu kroku, ktorým je výpočet teoretickej zubovej frekvencie. Tento výpočet sa uskutoční pri maximálnych otáčkach motora a bude sa vykonávať osobitne pre každý jednotlivý prevodový stupeň.

Výpočet teoretickej zubovej frekvencie pri 1. rýchlostnom stupni;

Otáčky vstupného hriadeľa:

$$n_{1\_1} = n_{Mt\_max\_1} = 2223,00 \text{ min}^{-1} = 37,05 \text{ s}^{-1} = 37,05 \text{ Hz}, \quad (59)$$

a otáčky predlohového hriadeľa:

$$n_{2\_1} = \frac{n_{1\_1}}{i_s} = 26,95 \text{ s}^{-1} = 26,95 \text{ Hz}. \quad (60)$$

Po získaní potrebných údajov zubová frekvencia stáleho prevodu:

$$f_{n\_s\_1} = z_{k\_in} \cdot n_{1\_1} = 1186 \text{ Hz}, \quad (61)$$

a zubová frekvencia záberu kolies prvého prevodového stupňa:

$$f_{n_1} = z_{1_{in}} \cdot n_{2_1} = 485 \text{ Hz.} \quad (62)$$

Výpočet teoretickej zubovej frekvencie pri 2. rýchlostnom stupni;

Otáčky vstupného hriadeľa:

$$n_{1_2} = n_{Mt_{max_2}} = 3602,08 \text{ min}^{-1} = 60,03 \text{ s}^{-1} = 60,03 \text{ Hz,} \quad (63)$$

a otáčky predlohového hriadeľa:

$$n_{2_2} = \frac{n_{1_2}}{i_s} = 43,66 \text{ s}^{-1} = 43,66 \text{ Hz.} \quad (64)$$

Po získaní potrebných údajov zubová frekvencia stáleho prevodu:

$$f_{n_{s_2}} = z_{k_{in}} \cdot n_{1_2} = 1921 \text{ Hz,} \quad (65)$$

a zubová frekvencia záberu kolies druhého prevodového stupňa:

$$f_{n_2} = z_{2_{in}} \cdot n_{2_2} = 917 \text{ Hz.} \quad (66)$$

Výpočet teoretickej zubovej frekvencie pri 3. rýchlostnom stupni;

Otáčky vstupného hriadeľa:

$$n_{1_3} = n_{Mt_{max_3}} = 5037,05 \text{ min}^{-1} = 83,96 \text{ s}^{-1} = 83,96 \text{ Hz,} \quad (67)$$

a otáčky predlohového hriadeľa:

$$n_{2_3} = \frac{n_{1_3}}{i_s} = 61,06 \text{ s}^{-1} = 61,06 \text{ Hz.} \quad (68)$$

Po získaní potrebných údajov zubová frekvencia stáleho prevodu:

$$f_{n_{s_3}} = z_{k_{in}} \cdot n_{1_3} = 2687 \text{ Hz,} \quad (69)$$

a zubová frekvencia záberu kolies tretieho prevodového stupňa:

$$f_{n_3} = z_{1_{in}} \cdot n_{2_3} = 1893 \text{ Hz.} \quad (70)$$

Výpočet teoretickej zubovej frekvencie pri spiatočnom rýchlostnom stupni;

Otáčky vstupného hriadeľa:

$$n_{1_R} = n_{Mt_{max_R}} = 2584,88 \text{ min}^{-1} = 43,08 \text{ s}^{-1} = 43,08 \text{ Hz,} \quad (71)$$

a otáčky predlohového hriadeľa:

$$n_{2_R} = \frac{n_{1_R}}{i_s} = 31,33 \text{ s}^{-1} = 31,33 \text{ Hz.} \quad (72)$$

Po získaní potrebných údajov zubová frekvencia stáleho prevodu:

$$f_{n_{s_R}} = z_{k_{in}} \cdot n_{1_R} = 1379 \text{ Hz,} \quad (73)$$

a zubová frekvencia záberu kolies spiatočného prevodového stupňa:

$$f_{n_R} = z_{R_{in}} \cdot n_{2_R} = 564 \text{ Hz.} \quad (74)$$

Vzhľadom na to, že maximálny točivý moment je pre zostávajúce prevodové stupne rovnaký, výpočet teoretickej zubovej frekvencie pre 4., 5. a 6. rýchlostný stupeň prebieha rovnakým spôsobom a je uvedený nasledovne;

Otáčky vstupného hriadeľa:

$$n_1 = n_{Mt_{max}} = 5200 \text{ min}^{-1} = 86,67 \text{ s}^{-1} = 86,67 \text{ Hz,} \quad (75)$$

a otáčky predlohového hriadeľa:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_s} = 63,03 \text{ s}^{-1} = 63,03 \text{ Hz.} \quad (76)$$

Po získaní potrebných údajov zubová frekvencia stáleho prevodu:

$$f_{n_5} = z_{k\_in} \cdot n_1 = 2774 \text{ Hz}, \quad (77)$$

a zubová frekvencia záberu kolies štvrtého prevodového stupňa:

$$f_{n_4} = z_{4\_in} \cdot n_2 = 2458 \text{ Hz}. \quad (78)$$

Keďže piaty prevodový stupeň využíva priamy záber, frekvencia záberu zubov v tomto stupni bude totožná so zubovou frekvenciou stáleho prevodu. Zubová frekvencia záberu kolies šiesteho prevodového stupňa bude:

$$f_{n_6} = z_{6\_in} \cdot n_2 = 2836 \text{ Hz}. \quad (79)$$

## 6.2 MODÁLNA ANALÝZA PÔVODNEJ PREVODOVEJ SKRINE

V tejto časti práce je vykonaná modálna analýza pôvodnej konštrukcie prevodovej skrine s cieľom identifikovať jej vlastné frekvencie a zodpovedajúce tvary kmitania. Výsledky analýzy slúžia ako základ pre posúdenie rizika rezonancií počas prevádzky a zároveň poskytujú východisko pre návrh konštrukčných úprav s cieľom zlepšenia dynamického správania sústavy.

### 6.2.1 NASTAVENIE MATERIÁLOVÉHO MODELU

Prevodovka sa skladá z troch odliatkov vyrobených z hliníkovej zliatiny, pre ktoré však neboli k dispozícii presné materiálové charakteristiky. Z dôvodu absencie detailnej dokumentácie k chemickému zloženiu a mechanickým vlastnostiam použitých materiálov bolo potrebné zvoliť náhradný reprezentatívny materiál na účely numerickej simulácie. V prostredí softvéru ANSYS Workbench, ktoré obsahuje rozsiahlu knižnicu preddefinovaných inžinierskych materiálov, bola ako najvhodnejšia náhrada zvolená zliatina AlSi10Mg.

Ide o bežne používanú zliatinu na tlakové liatie, ktorá sa vyznačuje vyváženým pomerom medzi mechanickou pevnosťou, tuhosťou a technologickou spracovateľnosťou, najmä v oblasti liatosti a rozmerovej stability. Zliatina AlSi10Mg, ktorá patrí medzi eutektické zliatiny systému Al-Si, obsahuje približne 10 % kremíka a malé množstvo horčíka, čo jej poskytuje dobrú odolnosť voči korózii, zlepšenú pevnosť po tepelnom spracovaní a vynikajúce odlievacie vlastnosti. Tieto vlastnosti sú výsledkom jemnozrnej mikroštruktúry a tvorby kremíkových eutektických fáz, ktoré zároveň zabezpečujú dobré tlmenie vibrácií a odolnosť proti opotrebeniu [69].

Vzhľadom na svoj nízky merný objem ( $\sim 2\,670 \text{ kg/m}^3$ ) [69] a schopnosť vytvárať presné a detailné odliatky s malou prídavkou na obrábanie je zliatina AlSi10Mg široko využívaná pri výrobe tenkostenných a zložito tvarovaných konštrukčných komponentov. Typickými aplikáciami sú telá prevodoviek, skrine elektromotorov, chladiace telesá, konzoly, držiaky a

štrukturálne časti karosérií v automobilovom, leteckom, energetickom a strojárskom priemysle. V oblasti automobilového priemyslu sa využíva najmä v manuálnych a automatických prevodovkách, diferenciáloch a skriniach mechatronických systémov, kde sa kladie dôraz na hmotnostnú optimalizáciu bez negatívneho dopadu na mechanickú spoľahlivosť a tuhosť.

Vďaka svojim vlastnostiam je zliatina AlSi10Mg kompatibilná aj s technológiami aditívnej výroby (napr. selektívne laserové tavenie – SLM) [69], čo rozširuje možnosti jej aplikácie aj v oblastiach s požiadavkami na funkčnú integráciu alebo optimalizované topológie komponentov.

Po aplikovaní vhodných parametrických nastavení a definovaní materiálového modelu, ktorý zohľadňuje rozdelenie hustoty, ako aj výpočtové zaťaženia, bola hmotnosť skrine prevodovky stanovená na 13,868 kg.

**Tab. 4** Špecifikácia materiálového odliatku skrine prevodovky.

Parameter	Hodnota
Hustota	$\rho = 2670 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Poissonov pomer	$\nu = 0,33$
Youngov modul pružnosti	$E = 7 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$

### 6.2.2 DISKRETIZÁCIA MODELU

Na diskretizáciu geometrického modelu odliatkov boli aplikované trojrozmerné tetraedrické prvky, ktoré sa vyznačujú vysokou flexibilitou pri pokrývaní komplexných a geometricky nepravidelných oblastí. Tieto prvky zároveň umožňujú efektívnu aproximáciu krivolakých povrchov bez potreby nadmerného zhrubovania siete, čo je výhodné najmä pri numerických simuláciách, kde je dôležité zachovať rozumnú rovnováhu medzi presnosťou a výpočtovou náročnosťou.

Návrh veľkosti prvkov bol realizovaný s dôrazom na optimalizáciu siete z hľadiska výpočtovej efektivity a numerickej stability riešenia. Pri tomto procese sa prihliadalo na kompromis medzi dostatočnou jemnosťou siete, nevyhnutnou pre zachytenie lokálnych napäťových a deformačných koncentrácií, a minimalizáciou celkového počtu prvkov, ktorý priamo ovplyvňuje dĺžku simulácie. Zároveň bolo zabezpečené, aby hrúbka stenových oblastí obsahovala viacero prvkov v priereze, čo významne prispelo k zvýšeniu presnosti výpočtov najmä v oblastiach s tenkostennou geometriou.

V rámci citlivostnej analýzy bola skúmaná závislosť kvality siete a presnosti výsledkov na veľkosti prvkov. Výsledky ukázali, že veľkosť 3 mm predstavuje optimálny kompromis – dosiahnutá kvalita siete bola dostatočná na zabezpečenie numerickej presnosti, pričom výpočtový čas zostal v akceptovateľných medziach. Pri menšej veľkosti prvkov, konkrétne 2

mm, sa zaznamenalo zlepšenie kvalitatívnych parametrov siete o približne 5 %, avšak rozdiel vo výsledkoch simulácií (napr. vo vlastných frekvenciách) nepresiahol 1–2 %. Z tohto dôvodu nebolo efektívne aplikovať jemnejšiu sieť, ktorá by znamenala výrazné predĺženie výpočtového času (až na dvojnásobok až trojnásobok).

Simulácie zároveň preukázali, že aj pri veľkosti prvkov do 7 mm zostávajú výsledky analýz dostatočne presné, s odchýlkami len na úrovni 2–3 % v porovnaní s jemnejšou sieťou. To naznačuje, že model je voči zhrubnutiu siete relatívne robustný.

Na objektívne vyhodnotenie kvality siete boli v softvérovom prostredí ANSYS Mechanical využité štandardné metriky: Element Quality, Skewness, Aspect Ratio a Jacobian Ratio (Corner Nodes). Tieto ukazovatele poskytujú komplexný obraz o geometrickej pravidelnosti a numerickej vhodnosti prvkov na účely konečnoprvkovej analýzy.

Na základe výsledkov analýzy bola zvolená diferencovaná veľkosť prvkov podľa mechanickej funkcie jednotlivých častí sústavy. V oblasti spojky a zadnej časti konštrukcie bola aplikovaná jemnejšia sieť s veľkosťou prvkov 3 mm, vzhľadom na prítomnosť rozmernejších plôch s potenciálne vyššou mierou deformácie spôsobenou dynamickým zaťažením. Naopak, pre oblasť medzikusu bola zvolená hrubšia sieť s veľkosťou prvkov 5 mm, keďže táto časť konštrukcie vykazovala vyššiu tuhosť v dôsledku menších rozmerov a dodatočného výstuženia rebrovaním.

Po finálnom vygenerovaní siete dosiahol celkový počet prvkov približne 2,7 milióna. Táto konfigurácia zabezpečila dostatočnú rovnováhu medzi presnosťou simulácií a výpočtovou efektívnosťou. Pre ilustráciu je na obr. 18 znázornený pohľad na vygenerovanú sieť. Vnútorne komponenty boli vynechané.

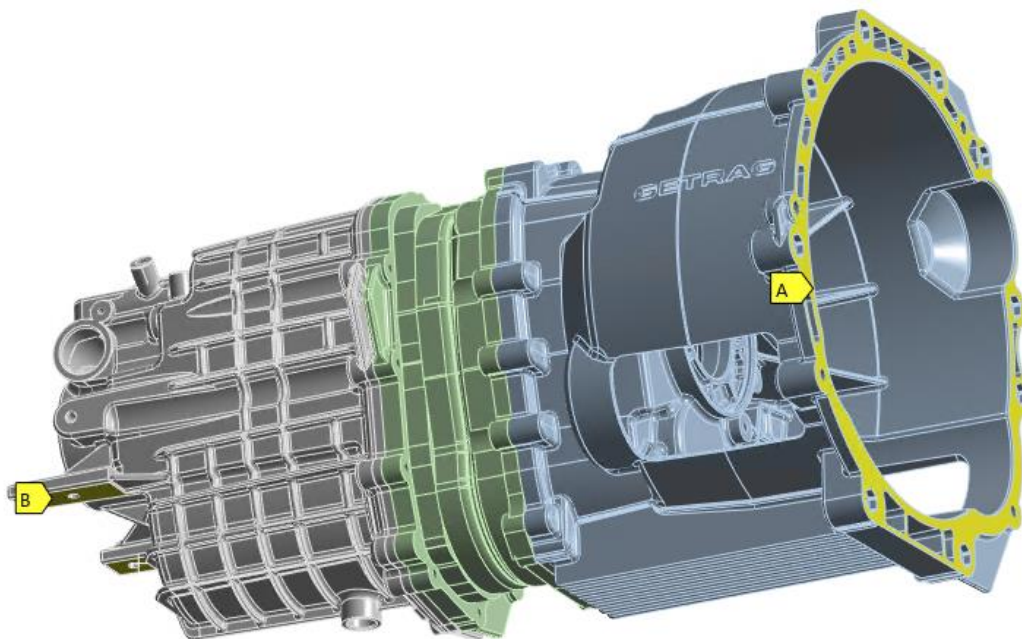


**Obr. 18** Zdiskretizovaný model pôvodnej geometrie.

### 6.2.3 NUMERICKÁ MODÁLNA ANALÝZA PREVODOVKY

Nasledujúcim krokom je výpočet modálnej analýzy voľného telesa. V tejto časti je uvedené postup riešenia výpočtu modálnej analýzy konštrukcii vybranej prevodovky.

Na spojenie jednotlivých častí sa použil „bonded“ (pevný) kontakt. Tento typ kontaktu bol zvolený s cieľom skrátiť celkový čas výpočtu. Na uchytenie skrine prevodovky v oblasti spojkového puzdra a na jej zadnej časti boli aplikované okrajové podmienky typu displacement constraint, ktoré úplne eliminujú transláciu vo všetkých troch priestorových osiach (X, Y, Z). Tieto väzby slúžia na zabezpečenie mechanickej stability modelu počas výpočtu a simulujú pevné uchytenie skrine k nosnej konštrukcii vozidla. Presné miesta aplikácie týchto okrajových podmienok sú graficky znázornené na obr. 19. V dôsledku toho sa celý problém správa ako lineárny. Znamená to, že modálna analýza prebieha ako plne lineárna úloha, pričom všetky prípadné nelinearity sú počas výpočtu vhodne linearizované.



**Obr. 19** Miesta uchytenia skrine prevodovky pôvodnej konštrukcie.

Súčasťou definovaných okrajových podmienok bolo pevné uchytenie spojkovvej strany skrine prevodovky. Vzhľadom na túto konfiguráciu išlo o modálnu analýzu viazaného telesa, ktorej hlavným cieľom bolo určiť vlastné frekvencie a zodpovedajúce vlastné tvary v rozsahu od 0 do 3000 Hz. Prvých šesť vlastných frekvencií nadobúda nenulové hodnoty, čo je dôsledkom aplikovaného mechanického viazania. Zvolený frekvenčný rozsah bol navrhnutý tak, aby pokrýval celé spektrum potenciálnej rezonancie, vrátane všetkých relevantných zubových frekvencií z predchádzajúcich analýz.

Výsledkom výpočtu bolo identifikovanie 36 vlastných módov – teda súborov vlastných frekvencií a im prislúchajúcich tvarov deformácií. Tieto hodnoty sú prehľadne uvedené v tabuľke 5.

Tab. 5 Vlastné frekvencie skrine.

Mód	Vlastná frekvencia	Mód	Vlastná frekvencia	Mód	Vlastná frekvencia
1	738 Hz	13	1732 Hz	25	2439 Hz
2	771 Hz	14	1873 Hz	26	2496 Hz
3	956 Hz	15	1892 Hz	27	2555 Hz
4	1033 Hz	16	1957 Hz	28	2567 Hz
5	1139 Hz	17	2020 Hz	29	2694 Hz
6	1364 Hz	18	2025 Hz	30	2697 Hz
7	1408 Hz	19	2095 Hz	31	2771 Hz
8	1474 Hz	20	2116 Hz	32	2798 Hz
9	1549 Hz	21	2172 Hz	33	2827 Hz
10	1556 Hz	22	2235 Hz	34	2846 Hz
11	1651 Hz	23	2374 Hz	35	2888 Hz
12	1704 Hz	24	2413 Hz	36	2919 Hz

### 6.3 HARMONICKÁ ANALÝZA PŮVODNEJ KONŠTRUKCIE

Harmonická analýza prevodových mechanizmov predstavuje dôležitý krok pri hodnotení dynamického správania konštrukcie, najmä z hľadiska vibrácií a ich vplyvu na spoľahlivosť a životnosť súčiastok. Vibrácie vznikajúce pri prenose krútiaceho momentu môžu viesť k únave materiálu, zvýšenému opotrebovaniu komponentov a vzniku rezonancií, ktoré môžu negatívne ovplyvniť stabilitu systému. Z tohto dôvodu je nevyhnutné detailne analyzovať silové pomery v prevodovom ústrojenstve, čo umožňuje presnejšie predikovať dynamickú odozvu celej konštrukcie.

#### 6.3.1 VÝPOČET SILY V OZUBENÍ A REAKČNÉ SILY V LOŽISKÁCH

Výpočet silového zaťaženia je nevyhnutným predpokladom pre vykonanie následnej harmonickej analýzy, pretože práve harmonické vibrácie v konštrukcii sú priamo vyvolávané dynamickými silami pôsobiacimi na ložiská počas prenosu krútiaceho momentu cez jednotlivé prevodové stupne. Tieto sily vznikajú v dôsledku kontaktu ozubenia počas záberu kolies a

následne sa prenášajú do nosných častí prevodovky, kde môžu spôsobovať nežiaduci hluk a vibrácie.

Na výpočet veľkostí síl, ktoré vznikajú v jednotlivých ozubených pároch, bola použitá akademická verzia softvéru PTC Mathcad Prime 7.0.0.0, ktorá umožňuje presné numerické spracovanie výpočtových vzorcov vrátane parametrických simulácií. Vstupom do týchto výpočtov sú maximálne hodnoty krútiaceho momentu, ktoré boli stanovené v predchádzajúcich fázach výpočtu. Tieto hodnoty reprezentujú záťažové stavy na vstupe od pohonného agregátu (motora) a slúžia ako základ pre určenie reakčných síl v ozubeniach pri rôznych jazdných režimoch.

Nižšie je uvedený modelový príklad rozdelenia silového pôsobenia pri zaradení prvého prevodového stupňa, kde dochádza k najvyššiemu násobeniu krútiaceho momentu a zároveň k najvyššiemu zaťaženiu ozubenia. Po tomto príklade nasledujú prehľadné tabuľky, ktoré sumarizujú silové pôsobenia v ozubeniach všetkých prevodových stupňov vrátane veľkostí prenášaných síl, ktoré slúžia ako podklad pre ďalšie dynamické a vibračné výpočty.

Sily v ozubeniach kola stáleho prevodu:

$$F_{t\_k\_in} = \frac{2 \cdot M_{t\_max\_1}}{z_{k\_in} \cdot m_n} = 6091,88 \text{ N}, \quad (80)$$

$$F_{r\_k\_in} = F_{t\_k\_in} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 23,59,56 \text{ N}, \quad (81)$$

$$F_{a\_k\_in} = F_{t\_k\_in} \cdot \tan \beta = 2217,26 \text{ N}, \quad (82)$$

$$F_{n\_k\_in} = \frac{F_{t\_k\_in}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = 6898,89 \text{ N}. \quad (83)$$

Podobným spôsobom sa vypočítali sily v ozubení pastorku prvého prevodového stupňa:

$$F_{t\_1\_in} = \frac{2 \cdot M_{t\_max\_1} \cdot z_{k\_out}}{z_{k\_in} \cdot z_{1\_in} \cdot m_n} = 14891,25 \text{ N}, \quad (84)$$

$$F_{r\_1\_in} = F_{t\_1\_in} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 5767,81 \text{ N}, \quad (85)$$

$$F_{a\_1\_in} = F_{t\_1\_in} \cdot \tan \beta = 5419,97 \text{ N}, \quad (86)$$

$$F_{n\_1\_in} = \frac{F_{t\_1\_in}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = 16863,96 \text{ N}. \quad (87)$$

Tab. 6 Veľkosti síl pôsobiacich v ozubeniach stáleho prevodu.

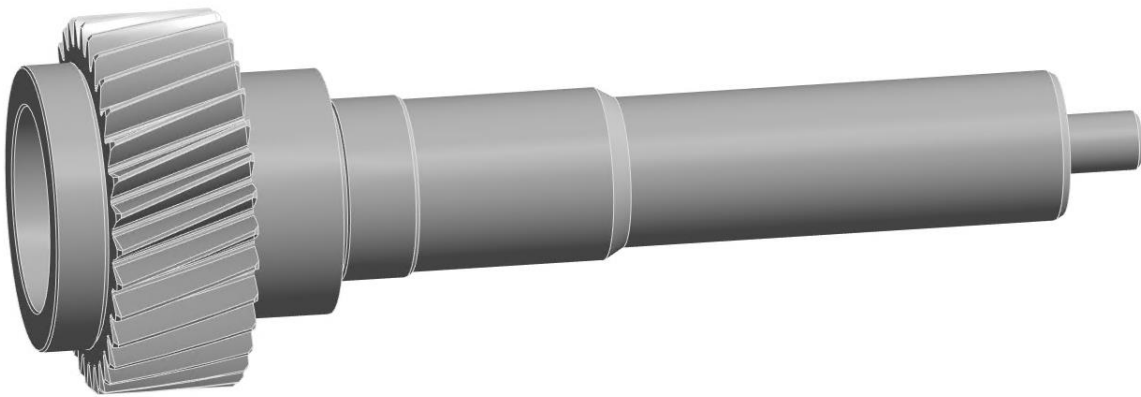
Prevodový stupeň	Sily v ozubeniach Stály prevod			
	$F_{t,k,in}$	$F_{r,k,in}$	$F_{a,k,in}$	$F_{n,k,in}$
1	6 091,88 N	2 359,56 N	2 217,26 N	6 898,89 N
2	9 871,03 N	3 823,34 N	3 592,76 N	11 178,69 N
3	13 804,82 N	5 347,01 N	5 024,54 N	15 633,60 N
4	14 250,00 N	5 519,44 N	5 186,58 N	16 137,76 N
5	14 250,00 N	5 519,44 N	5 186,58 N	16 137,76 N
6	14 250,00 N	5 519,44 N	5 186,58 N	16 137,76 N
R	7 083,57 N	2 743,67 N	2 578,21 N	8 021,96 N

Tab. 7 Veľkosti určených síl pôsobiacich v ozubeniach kolies i-teho prevodového stupňa.

Prevodový stupeň	Sily v ozubeniach i-ty prevodový stupeň			
	$F_{t,i,in}$	$F_{r,i,in}$	$F_{a,i,in}$	$F_{n,i,in}$
1	14 891,25 N	5 767,81 N	5 419,97 N	16 863,96 N
2	20 682,15 N	8 010,80 N	7 527,69 N	23 422,01 N
3	19 593,94 N	7 589,30 N	7 131,61 N	22 189,63 N
4	16 076,92 N	6 227,06 N	5 851,52 N	18 206,70 N
5	-	-	-	-
6	13 933,33 N	5 396,78 N	5 071,32 N	15 779,14 N
R	17 315,39 N	6 706,75 N	6 302,29 N	19 609,24 N

Keďže pri piatom prevodovom stupni ide o priamy prenos krútiaceho momentu, nevyužíva sa samostatný pár ozubených kolies. Z tohto dôvodu tu dochádza k silovému pôsobeniu len na zuboch kolies stáleho prevodu.

Na výpočet hodnôt síl v ložiskách bol použitý modul Static Structural v softvéri ANSYS Workbench. Prvým krokom bolo vytvorenie geometrie ozubených kolies a pastorkov, na ktorých sa tieto sily počítali. Modelovanie prebehlo v softvéri Creo Parametric, kde boli ozubené kolesá a hriadele vytvorené ako jedna spojená geometria. Tento prístup umožnil jednoduchšie spracovanie modelu a zároveň zabezpečil vhodnú aproximáciu pre potreby výpočtu. Takto pripravený model bol následne importovaný do ANSYS, kde sa vykonala statická analýza s cieľom získať reakčné sily v ložiskách pri rôznych prevodových stupňoch..



**Obr. 20** Ukážka modelu vstupného hriadeľa vytvoreného v softvéri Ansys.

Ako materiál pre hriadele a ozubené kolesá bola zvolená 16MnCr5, legovaná oceľ určená na cementovanie. Tento výber bol zvolený vzhľadom na to, že konkrétne materiálové vlastnosti použitých súčiastok neboli známe, a preto bolo potrebné zvoliť materiál, ktorý poskytuje dobre definované mechanické vlastnosti a umožňuje tepelné spracovanie pre dosiahnutie požiadanej tvrdosti povrchu [70]. 16MnCr5 je oceľ s prídavkom mangánu (Mn) a chrómu (Cr), ktoré zlepšujú mechanické vlastnosti materiálu.

Po aplikácii cementovania je povrch tejto ocele schopný dosiahnuť vysokú tvrdosť, ktorá zaručuje vysokú odolnosť proti opotrebeniu a únavovým javom, pričom jadro materiálu zostáva húževnaté, čím sa predchádza krehkosti. Tento materiál je ideálny pre výrobu ozubených kolies, prevodoviek, hriadelov a ďalších komponentov, ktoré sú vystavené veľkým mechanickým zaťaženiám a požiadavkám na dlhú životnosť.

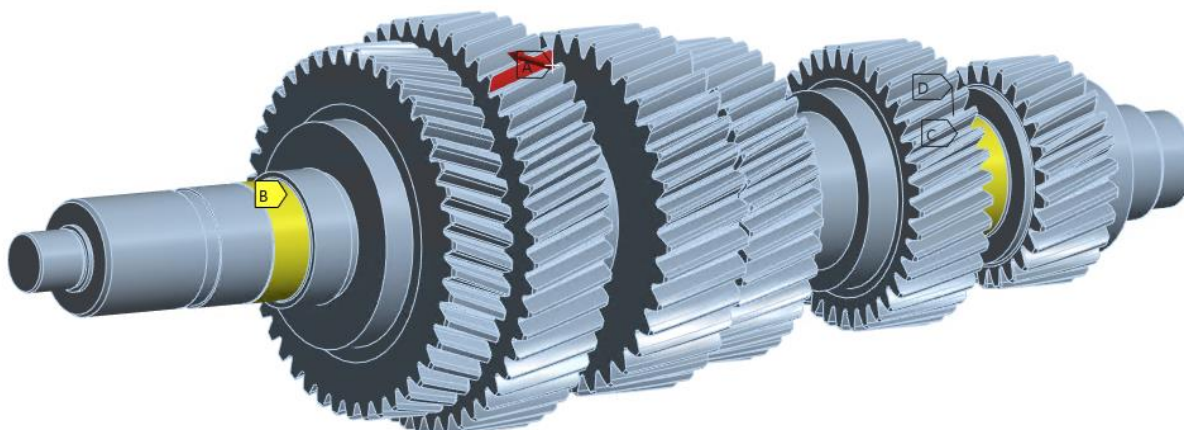
16MnCr5 má vysokú hustotu ( $7\,850\text{ kg/m}^3$ ) [70], čo zabezpečuje dobrú stabilitu materiálu pri vystavení vysokým mechanickým zaťaženiám. Youngov modul pružnosti (210 GPa) je dostatočne vysoký na to, aby materiál odolával deformáciám pri mechanických zaťaženiach. Poissonovo číslo (0,3) [70] naznačuje, že materiál má miernu schopnosť deformácie v smere kolmom na pôsobenie sily, čo je v súlade s požiadavkami na aplikácie ako ozubené kolesá a hriadele.

Pre potreby diskretizácie modelu bola použitá veľkosť prvkov siete 3 mm. Výber tejto hodnoty bol kompromisom medzi dostatočnou presnosťou výpočtov a časovou efektívnosťou simulácie. Jemnejšia sieť by síce mohla priniesť ešte presnejšie výsledky, avšak za cenu výrazne dlhšieho výpočtového času. Naopak, väčšie prvky by síce výpočet urýchlili, ale mohli by viesť k stratám detailu a presnosti v miestach so zvýšenou koncentráciou napätia. Cieľom bolo dosiahnuť spoľahlivé výsledky pre silové pôsobenia v ložiskách a zároveň zachovať rozumnú výpočtovú náročnosť, najmä pri opakovaných analýzach pre rôzne prevodové stupne..



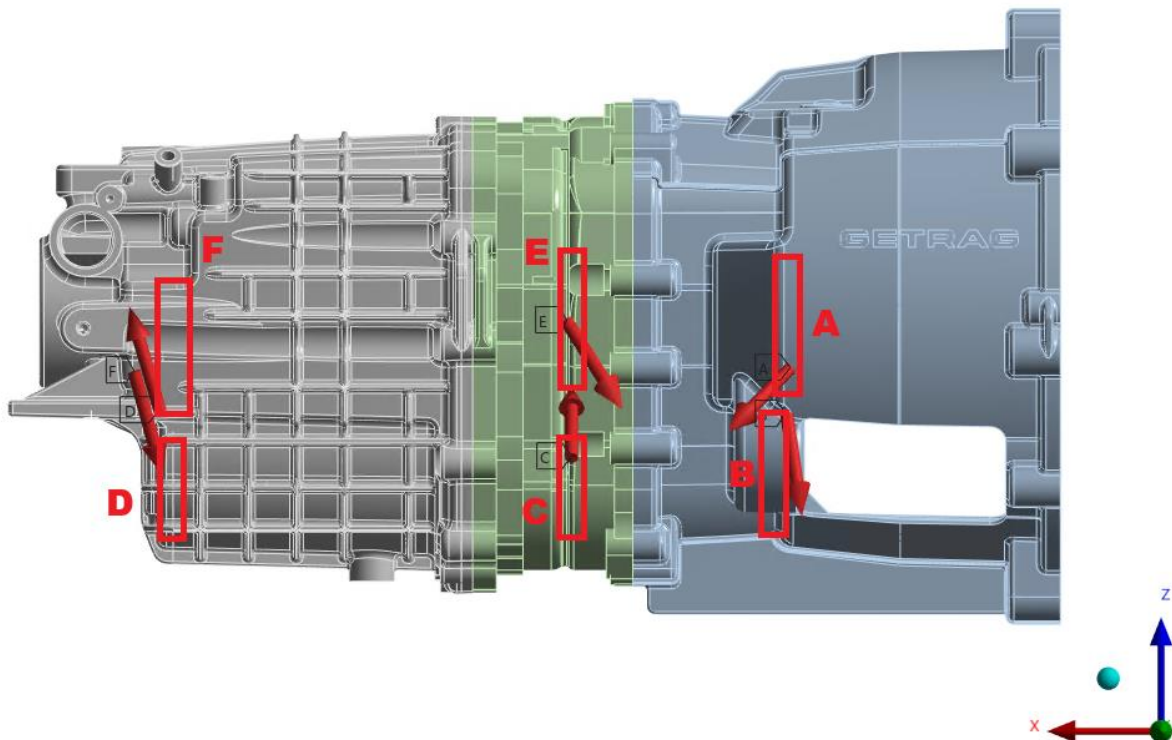
**Obr. 21** Ukážka sieťovania predlohového hriadeľa.

Po vytvorení modelu ozubených kolies a hriadeľov sa nastavil výpočet, v ktorom bola na miestach ložísk aplikovaná väzba typu "displacement". V závislosti od typu ložiska bol obmedzený pohyb buď len v radiálnom, alebo aj v axiálnom smere. Tieto miesta boli nastavené na zobrazenie vyvolaných síl. Následne bola aplikovaná normálna sila na vybraný zub ozubeného kolesa, ktorá simuluje reálny kontakt medzi zubami.



**Obr. 22** Ukážka zavezenia výstupného hriadeľa s aplikovanou silou.

Na základe vykonaných výpočtov boli v každom ložisku určené reakčné sily, ktoré vznikajú v dôsledku prevádzkového zaťaženia hriadeľa a prenosu krútiaceho momentu. Tieto sily sú rozložené do troch smerových zložiek – v osiach X, Y a Z. Každá zložka predstavuje silu pôsobiacu v príslušnom smere, čo umožňuje podrobne analyzovať vplyv zaťaženia na jednotlivé ložiská. Smer osy a vymedzenie ložísk sú znázornené na obr. 23, kde sú zobrazené príslušné orientácie a polohy ložísk v rámci konštrukcie. Všetky získané hodnoty reakčných síl sú uvedené v nasledujúcich tabuľkách, kde sú prehľadne zobrazené v súlade s jednotlivými smermi a prevádzkovými podmienkami.



Obr. 23 Smer jednotlivých osí a vymedzenie ložísk.

Tab. 8 Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom 1. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily - 1. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	2 363 N	2 696 N	- 2 422 N
B	- 934 N	2 134 N	- 5 617 N
C	0 N	- 1 279 N	961 N
D	4 235 N	619 N	14 183 N
E	- 1 713 N	- 764 N	4 479 N
F	- 3 418 N	- 6 978 N	9 597 N

**Tab. 9** Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom 2. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily - 2. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	3 829 N	4 206 N	- 3 924 N
B	339 N	3 349 N	- 9 991 N
C	0 N	- 2 238 N	10 072 N
D	3 748 N	1 231 N	11 663 N
E	- 4 182 N	- 4 670 N	12 092 N
F	- 2 945 N	- 6 082 N	7 458 N

**Tab. 10** Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom 3. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily - 3. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	5 365 N	5 894 N	- 5 498 N
B	- 600 N	4 609 N	- 13 321 N
C	0 N	- 2 665 N	12 229 N
D	2 891 N	1 214 N	7 490 N
E	- 4 273 N	- 6 436 N	14 569 N
F	- 2 478 N	- 3 751 N	3 953 N

**Tab. 11** Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom 4. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily - 4. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	5 527 N	6 072 N	- 5 665 N
B	- 829 N	4 502 N	- 12 453 N
C	0 N	- 2 118 N	13 797 N
D	1 685 N	816 N	844 N
E	- 5 097 N	- 8 056 N	15 064 N
F	- 443 N	- 302 N	133 N

**Tab. 12** Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom 5. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily - 5. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	6 033 N	- 1 112 N	- 24 760 N
B	- 4 274 N	4 817 N	- 12 148 N
C	0 N	- 1 842 N	- 2 966 N
D	- 756 N	12 N	74 N
E	36 N	42 N	- 287 N
F	1 N	0 N	3 N

**Tab. 13** Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom 6. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily - 6. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	5 527 N	6 072 N	- 5 665 N
B	- 326 N	2 792 N	- 8 667 N
C	0 N	312 N	8 576 N
D	397 N	66 N	- 18 N
E	- 4 644 N	- 7 241 N	13 223 N
F	- 157 N	- 3 N	- 53 N

**Tab. 14** Veľkosti určených síl pôsobiacich v jednotlivých ložiskách pri zaradenom R. r. s.

Ložisko	Veľkosť sily R. r. s.		
	v smere X	v smere Y	v smere Z
A	2 748 N	3 018 N	- 2 816 N
B	- 986 N	2 487 N	- 6 564 N
C	0 N	- 1 535 N	1 316 N
D	4 824 N	762 N	16 327 N
E	- 1 537 N	1 291 N	- 2 411 N
F	- 4 474 N	- 2 636 N	- 16 206 N

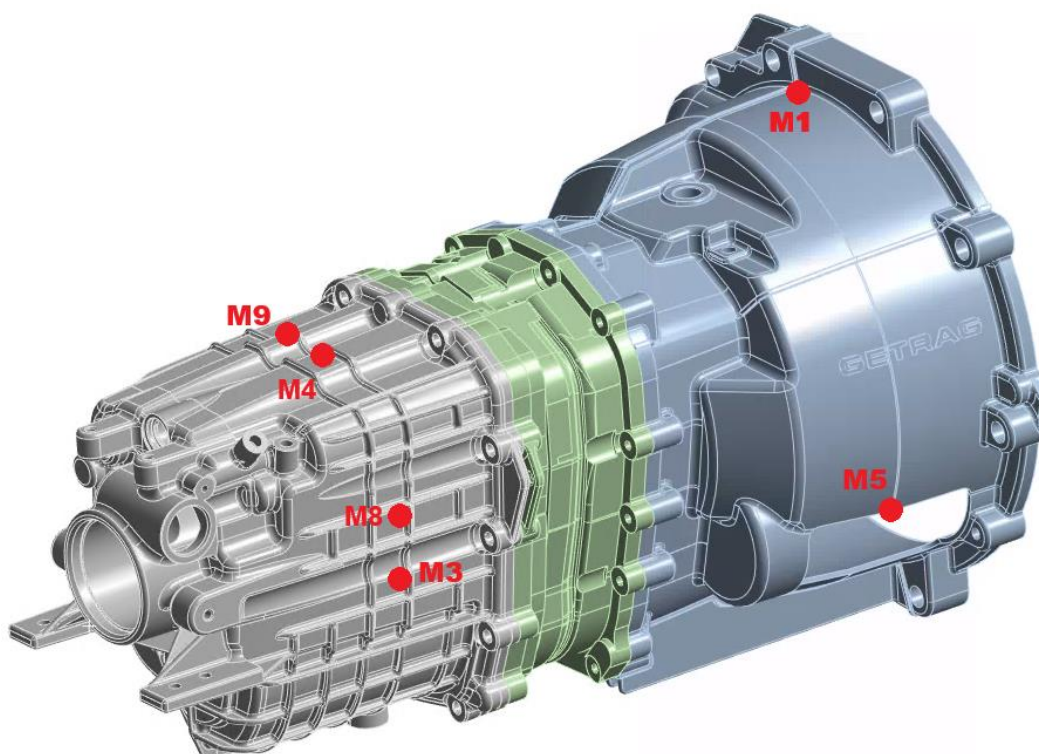
### 6.3.2 NUMERICKÁ HARMONICKÁ ANALÝZA PREVODOVKY

Po vykonaní modálnej analýzy nasledovala numerická simulácia a konštrukcia harmonického modelu. Najskôr bolo potrebné prepojiť výpočty z modálnej analýzy s harmonickou analýzou, keďže softvérové prostredie ANSYS Workbench je štandardne nastavené na metódu modálnej superpozície (MSUP), pri ktorej je odozva výsledného systému určená superpozíciou vlastných módov získaných z riešenia predchádzajúcej modálnej analýzy.

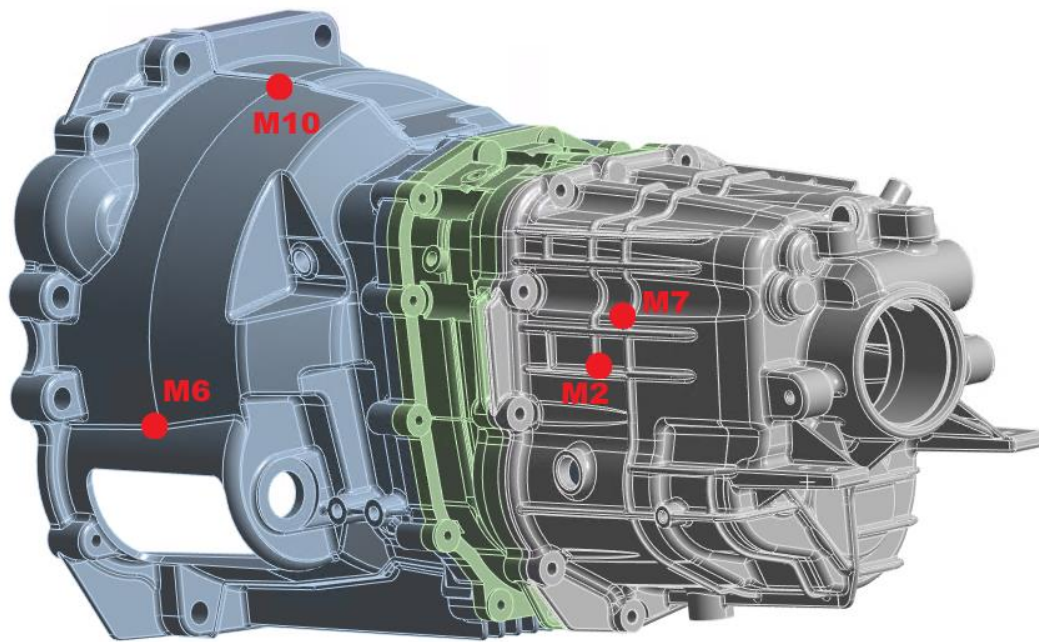
Pre účely harmonickej analýzy boli na konštrukcii vybrané bodové miesta, v ktorých sa na základe vlastných tvarov kmitania predpokladajú najvýraznejšie výchylky. Celkovo bolo rozmiestnených desať meracích bodov, označených ako M1 až M10. Ich presná poloha je znázornená na obrázkoch 24 a 25.

Cieľom harmonickej analýzy v tomto štádiu výpočtu je určiť vlastné frekvencie pre každý konkrétny prevodový stupeň, ktoré pri zvyšovaní otáčok vyvolávajú najvýraznejšie dynamické deformácie na konštrukcii. Táto analýza umožňuje sledovať odozvu systému na harmonické budenie v rôznych frekvenčných pásmach, čo je kľúčové pre pochopenie jeho vibračného správania v reálnych prevádzkových podmienkach.

Identifikácia týchto frekvencií je mimoriadne užitočná z hľadiska návrhu a optimalizácie, pretože umožňuje odhaliť potenciálne kritické miesta, ktoré sú najviac náchylné na únavu alebo poruchy v dôsledku vibrácií. Tieto poznatky slúžia ako podklad pre ciele konštrukčné úpravy – napríklad zosilnenie určitých oblastí, zmenu geometrie alebo úpravu materiálových vlastností – s cieľom zlepšiť celkovú dynamickú odolnosť a spoľahlivosť mechanizmu.



**Obr. 24** Rozmiestnenie meracích miest M1, M3, M4, M5, M8 a M9 na pôvodnej geometrii.



**Obr. 25** Rozmiestnenie meracích miest M2, M6, M7 a M10 na pôvodnej geometrii.

Riešič harmonickej analýzy bol nastavený tak, aby pokrýval frekvenčný rozsah zahŕňajúci vlastné frekvencie relevantné pre každý jednotlivý prevodový stupeň. Ako dolná hranica bola zvolená hodnota 700 Hz, čím bola zabezpečená analýza aj najnižšej vlastnej frekvencie systému, ktorá dosahuje hodnotu 738 Hz. Horná hranica frekvenčného pásma bola v každom prípade definovaná ako aktuálna maximálna zubová frekvencia pre konkrétny prevodový stupeň, čím bola zabezpečená úplnosť výpočtu v rámci reálne očakávaného spektra vibrácií.

Zvolený frekvenčný interval bol následne rozdelený na 20 rovnomerných krokov. Veľkosť kroku bola vždy prispôbená konkrétnemu rozsahu analyzovaného pásma, čím sa dosiahlo dostatočné rozlíšenie výsledkov bez zbytočného zvyšovania výpočtovej náročnosti. Takto nastavený postup umožnil efektívne a presne identifikovať odozvy systému na harmonické budenie v rámci kritických frekvenčných oblastí.

Budiacie sily boli aplikované v miestach ložísk na základe vyššie stanovených zaťažovacích síl v ložiskách. Analyzované boli odchýlky týchto častí v smere Y globálneho koordinačného systému v prípadoch M2-M3 a M5-M8, a v smere Z globálneho koordinačného systému v prípadoch M1, M4 a M9-M10.

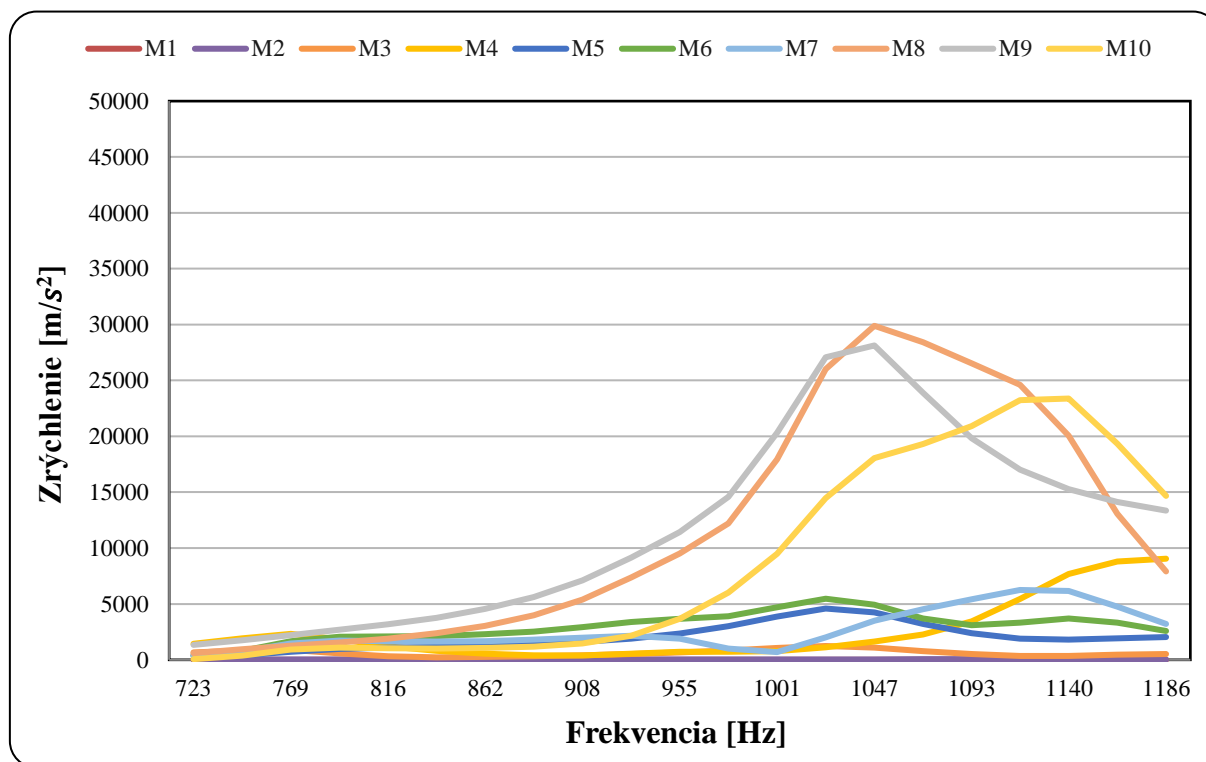
Určenie tlmenia konštrukcie však nebolo také zřejmé. Amplitúdy frekvenčnej odozvy sú závislé a navyše pomerne citlivé na pomer tlmenia. Z toho vyplýva, že aj malá zmena koeficientu tlmenia v hľadaných amplitúdach môže viesť k výraznej zmene. Tlmenie konštrukcie sa teda určilo pomocou pomerného súčiniteľa tlmenia. Uvedená analýza je založená na metóde MSUP, ktorá toto určenie podporuje. Pôvodne bola zvolená hodnota pomerného útlmu 2 % [71], avšak táto hodnota viedla k nedostatočne kvalitným výsledkom. Na základe ďalších iterácií a testovaní sa preto rozhodlo zvýšiť hodnotu pomerného útlmu na 4 %.

Na nasledujúcich grafoch je znázornená frekvenčná odozva systému pri jednotlivých prevodových stupňoch, ktorá ilustruje správanie sa konštrukcie v závislosti od harmonického budenia v príslušnom frekvenčnom pásme.

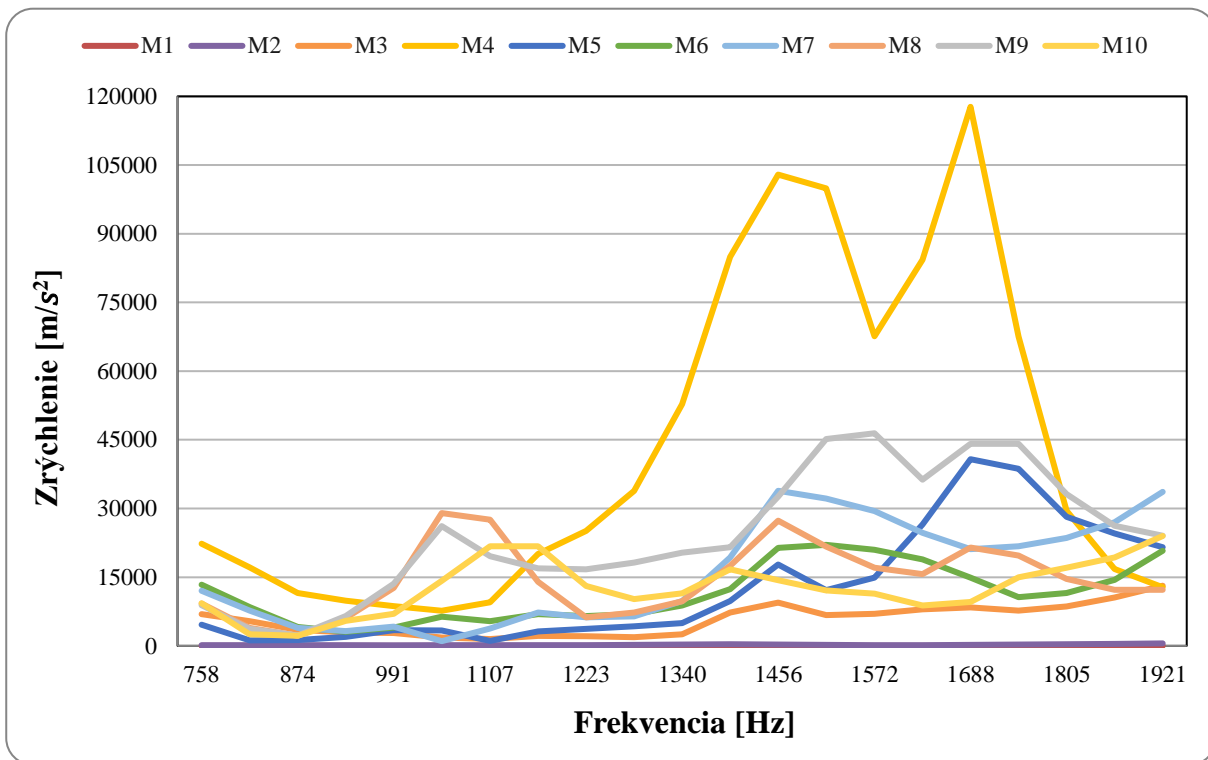
Výsledky numerickej simulácie ukazujú, že najvýraznejšie deformácie sa vyskytujú najmä v oblastiach zodpovedajúcich vlastným frekvenciám č. 4 (1033 Hz), č. 11 (1651 Hz), č. 20 (2116 Hz) a č. 26 (2496) . Tieto frekvencie boli identifikované na základe výstupov z harmonickej analýzy a zároveň boli overené výsledkami predchádzajúcej modálnej analýzy, ktorá poskytla spektrum vlastných frekvencií a príslušných vlastných tvarov (módov) kmitania systému.

Najväčšie amplitúdy vibrácií pri týchto frekvenciách naznačujú rezonanciu, ktorá môže byť kritická z hľadiska prevádzkových podmienok. Práve tieto módy predstavujú najzraniteľnejšie oblasti konštrukcie z pohľadu dynamickej odozvy a mali by byť predmetom ďalšej analýzy alebo optimalizácie návrhu.

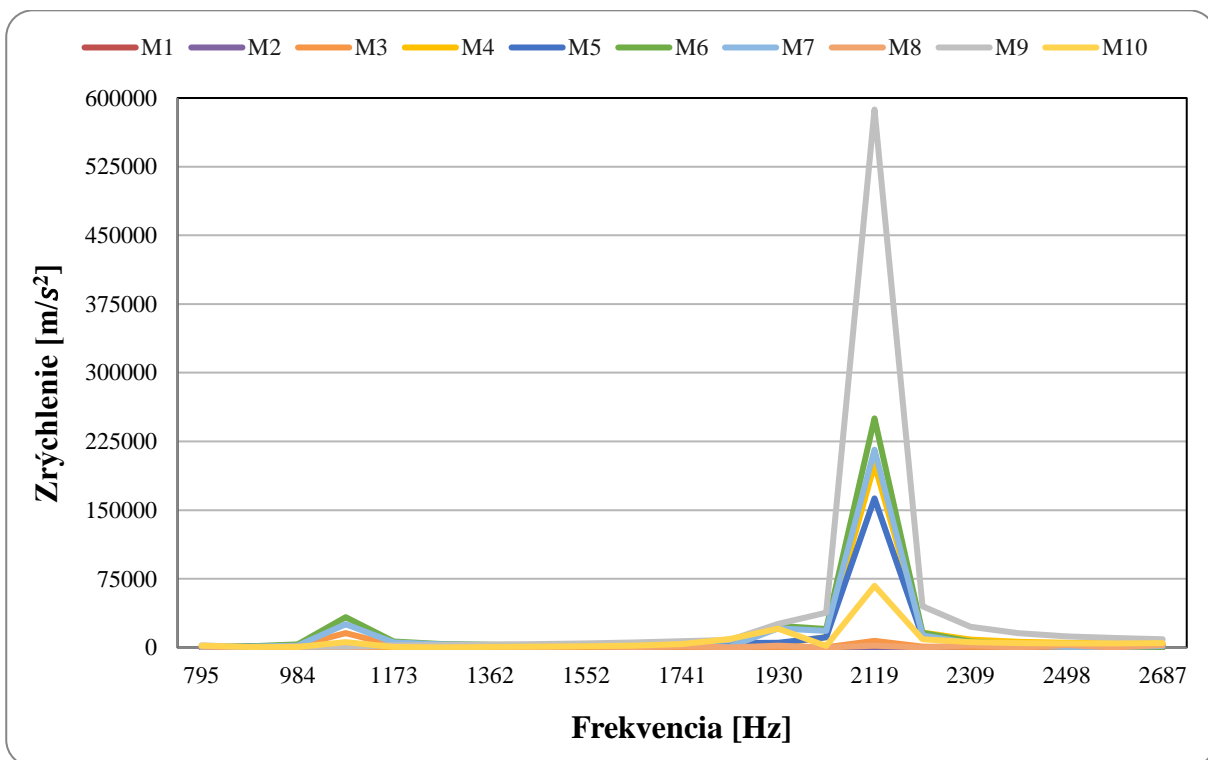
Aj keď by jemnejšie frekvenčné rozlíšenie v harmonickej analýze (napríklad menší krok medzi frekvenčnými bodmi) mohlo priniesť detailnejšie a presnejšie výsledky, aj na základe aktuálneho výpočtu bolo možné stanoviť jednoznačné závery o dynamickom správaní systému. Uvedené vlastné frekvencie spolu s príslušnými vlastnými módy deformácie sú sumarizované v tabuľkách 15 a 16.



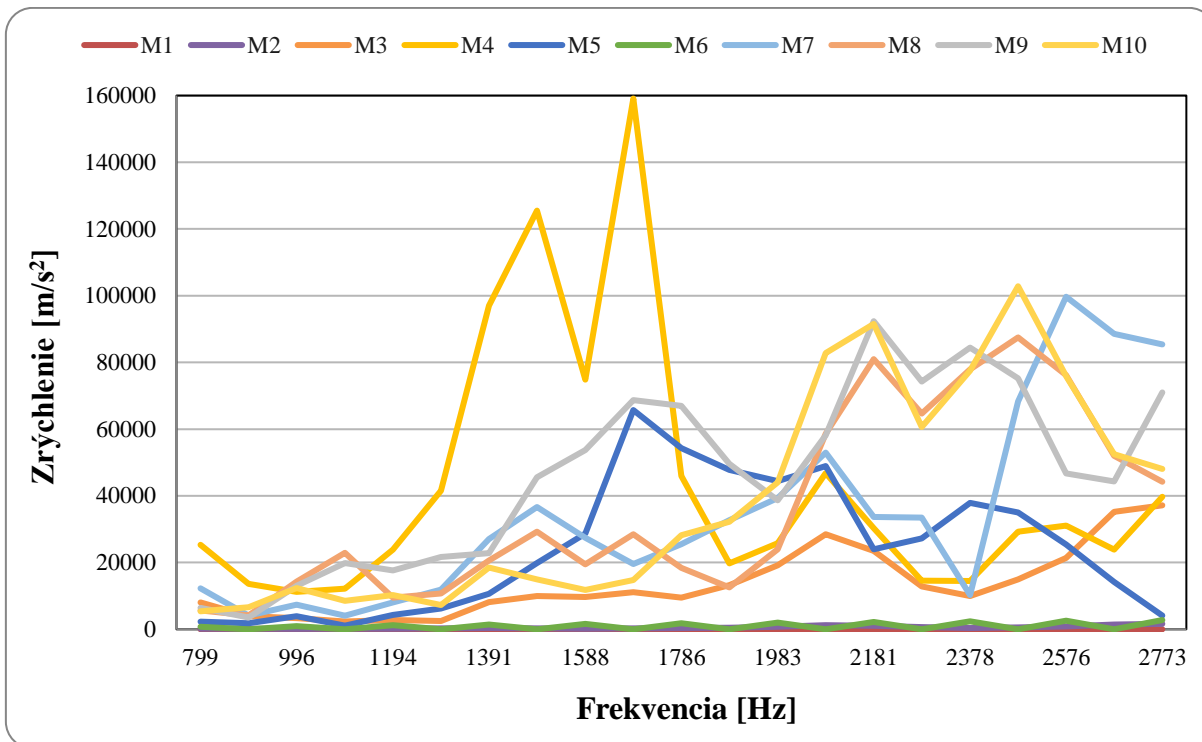
**Obr. 26** Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – 1. r.s.



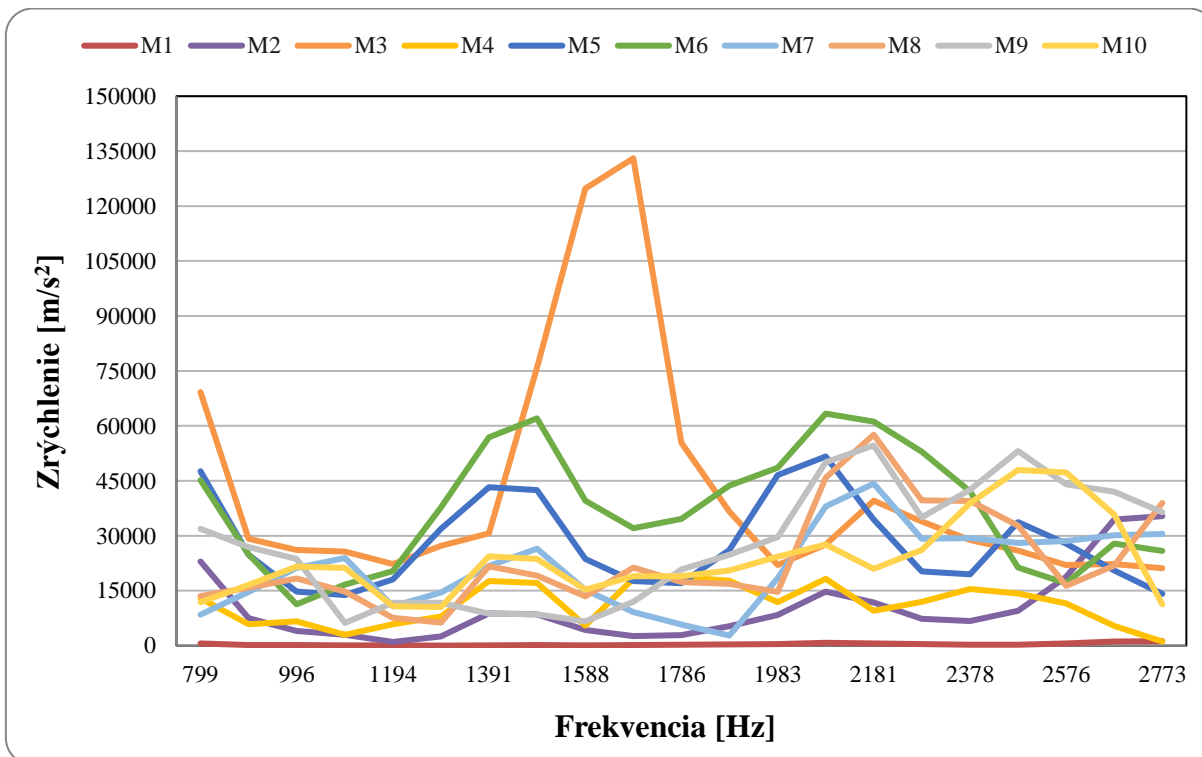
Obr. 27 Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – 2. r.s.



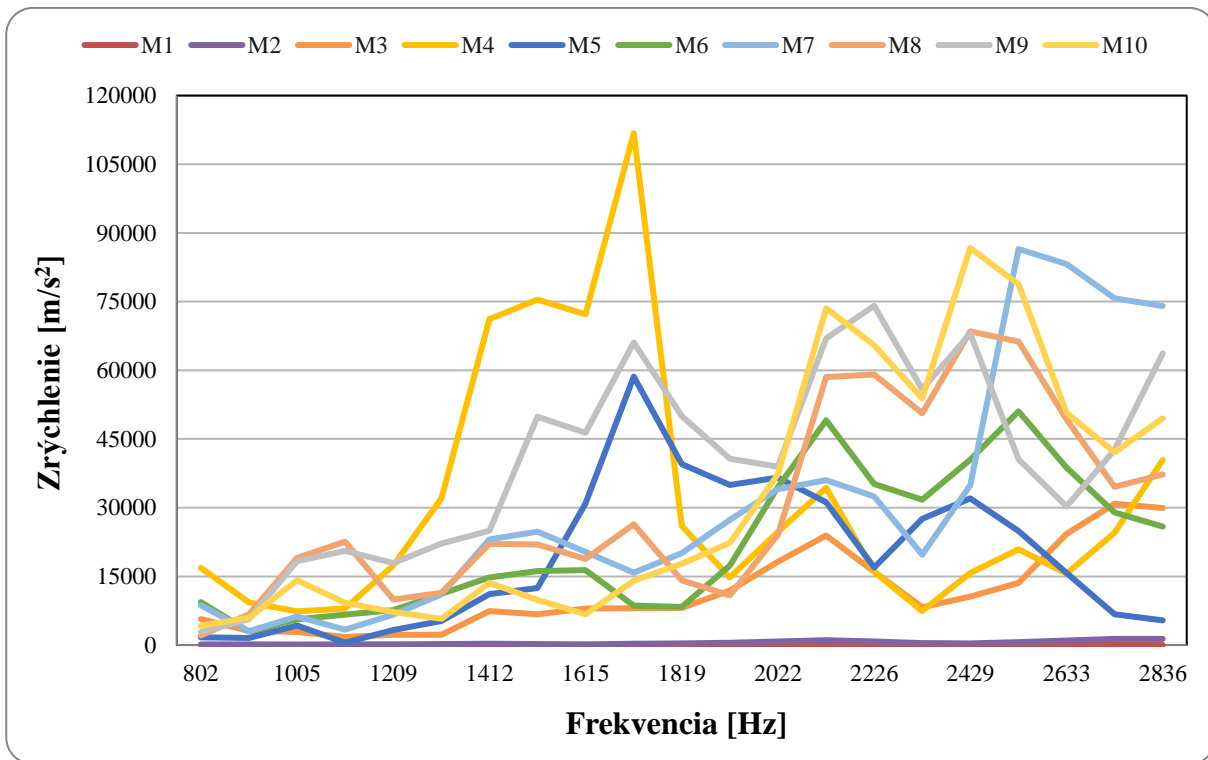
Obr. 28 Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – 3. r.s.



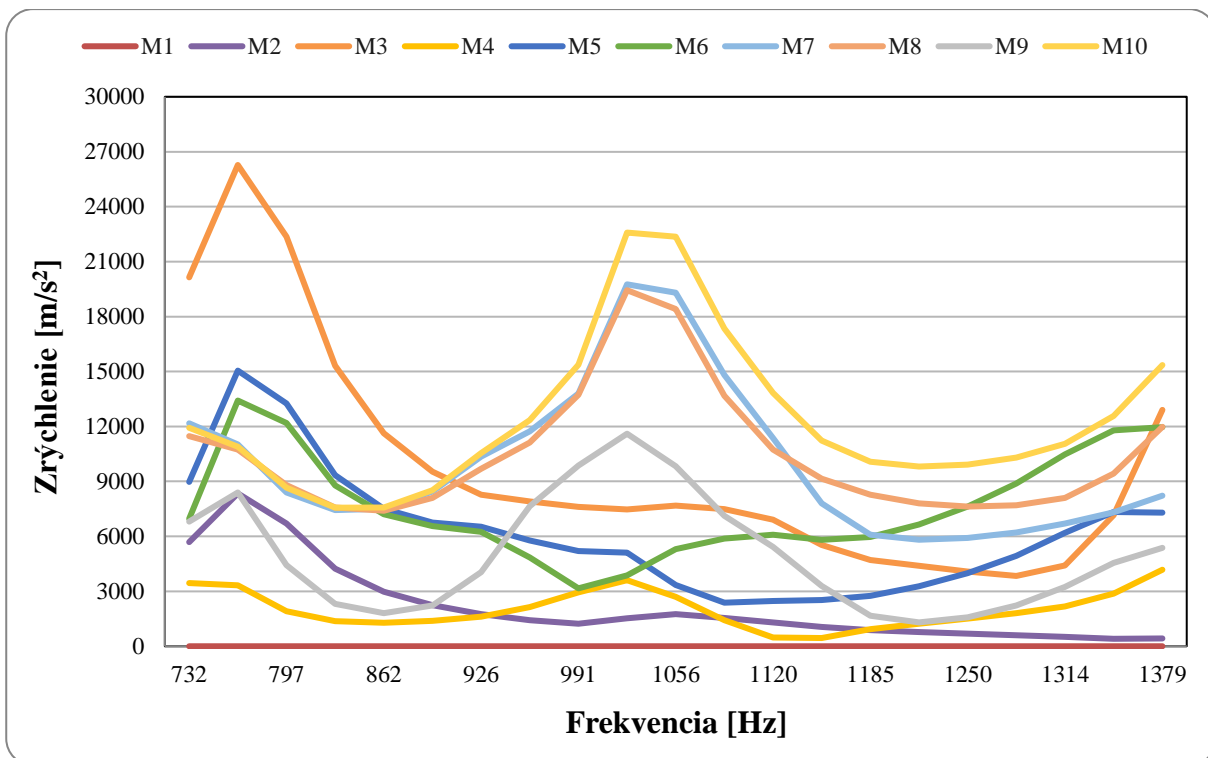
Obr. 29 Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – 4. r.s.



Obr. 30 Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – 5. r.s.

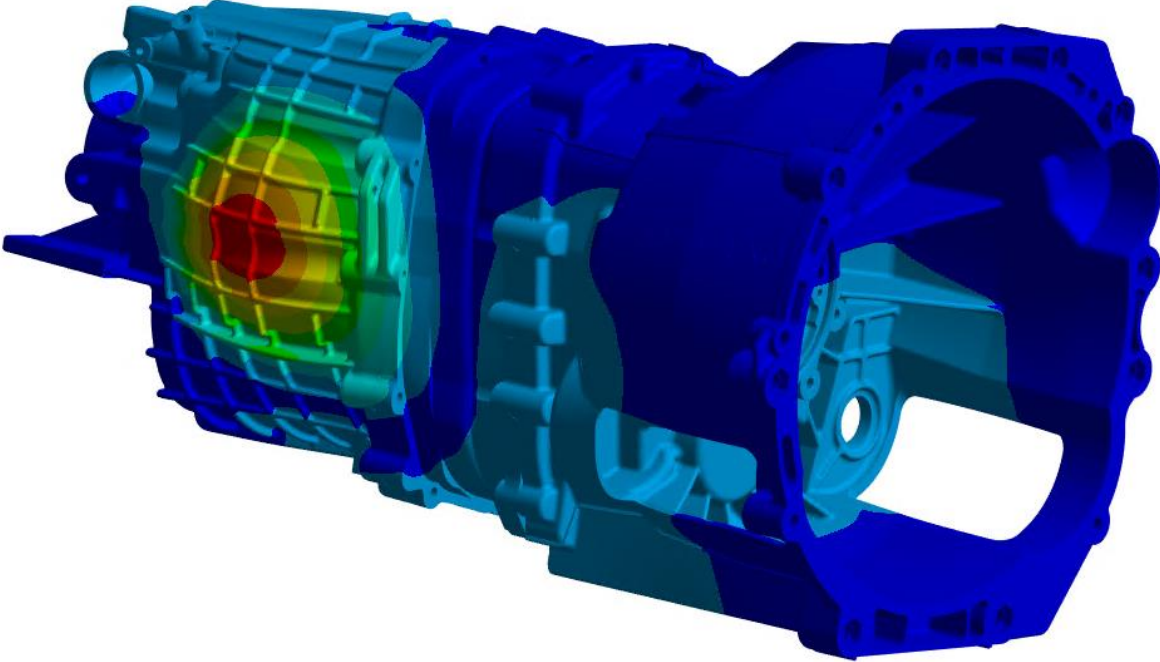
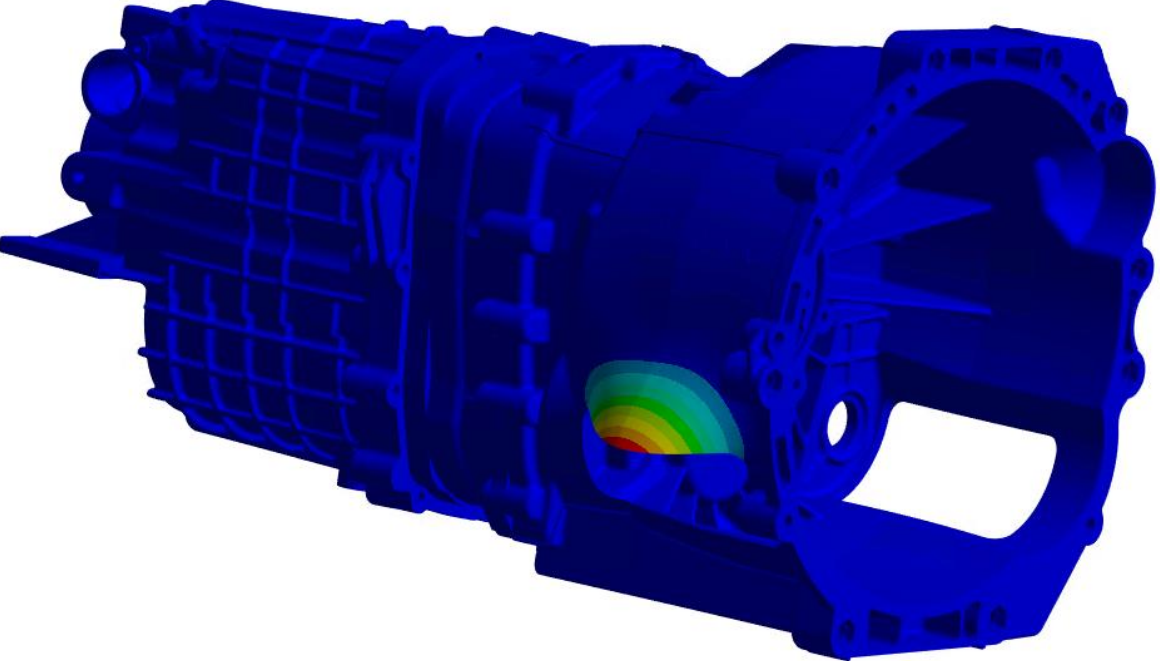


Obr. 31 Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – 6. r.s.

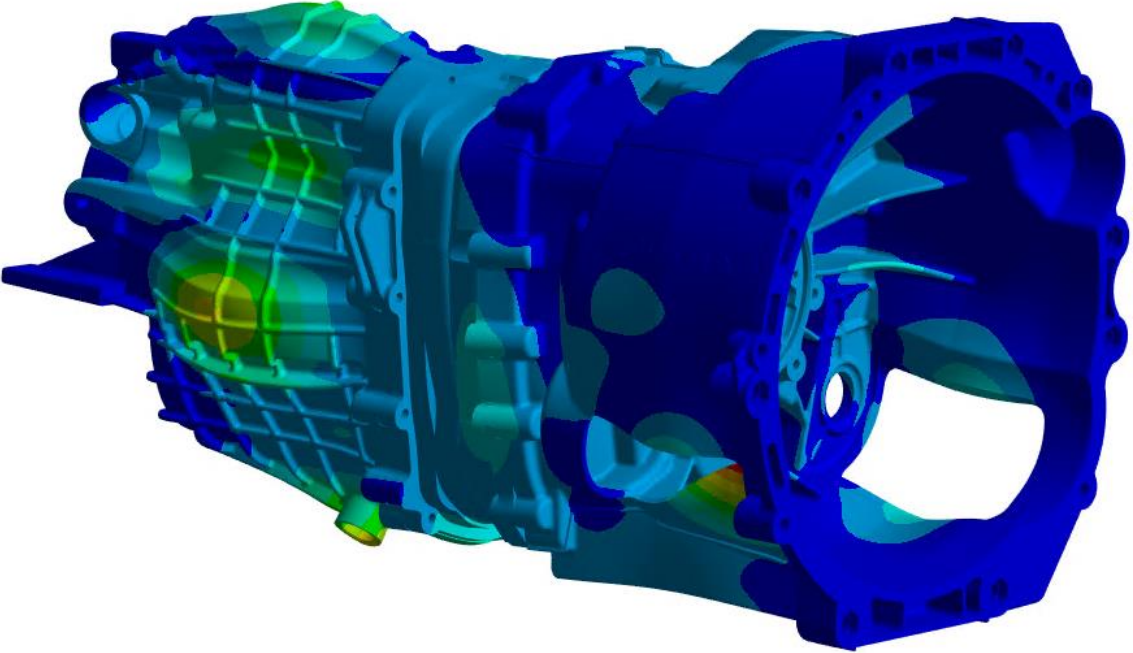
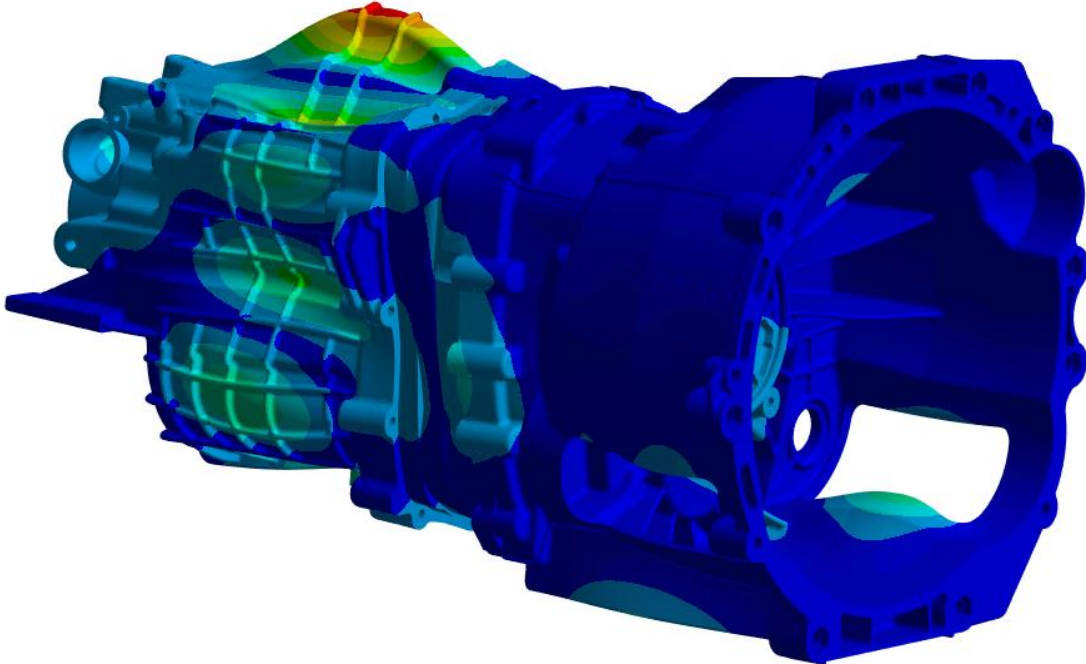


Obr. 32 Frekvenčná odozva pôvodnej konštrukcie – R. r.s.

**Tab. 15** Vlastné tvary č. 4 a č. 11 skrine prevodovky.

<b>Vlastný tvar</b>	
<b>Mód č.4</b> 1033 Hz	
	
<b>Mód č.11</b> 1651 Hz	
	

**Tab. 16** Vlastné tvary č. 20 a č. 26 skrine prevodovky.

<b>Vlastný tvar</b>
<b>Mód č.20</b> 2116 Hz

<b>Mód č.26</b> 2496 Hz


Aj keď sa miesta s najväčšími zrýchleniami líšili v závislosti od konkrétnej vlastnej frekvencie a príslušného módu, najčastejšie dochádzalo k zvýšeným zrýchleniam v oblastiach meracích bodov M3, M4, M9 a M10. Naopak, najmenšie zrýchlenia boli vo všetkých prípadoch zaznamenané v bode M1, čo je vzhľadom na jeho blízkosť k uchyteniu skrine prevodovky očakávané. Vo väčšine prípadov sa maximálne amplitúdy zrýchlení pohybovali okolo 100 000 m/s<sup>2</sup>, avšak v určitých frekvenčných pásmach – najmä v rozsahu zodpovedajúcom chodu štvrtého prevodového stupňa – boli zaznamenané zrýchlenia presahujúce 120 000 m/s<sup>2</sup>, pričom lokálne dosahovali až takmer 160 000 m/s<sup>2</sup>. Tento nárast poukazuje na zvýšené dynamické namáhanie v danom režime, ktoré môže predstavovať potenciálne riziko pre životnosť a spoľahlivosť komponentu.

Získané informácie o lokalizácii najviac namáhaných oblastí, napríklad na základe vlastných tvarov pri rezonančných frekvenciách, predstavujú kľúčový výstup pre ďalší návrh a optimalizáciu skrine prevodovky. Analýza týchto oblastí umožňuje identifikovať miesta, kde dochádza k najvyššiemu dynamickému namáhaniu.

Zohľadnením týchto výsledkov v procese návrhu je možné tieto kritické oblasti cielene zosilniť – napríklad úpravou geometrie, zväčšením hrúbky stien alebo pridaním rebrovania. Tým sa zvýši tuhosť a stabilita konštrukcie, čím sa výrazne zníži citlivosť na vibrácie a negatívne dynamické javy.

## 7 VLASTNÁ KONŠTRUKCIA

Táto kapitola sa zameriava na konštrukčné úpravy skrine prevodovky. Je dôležité zdôrazniť, že pri týchto zmenách sa neberie do úvahy cena výroby, ale skôr ich vplyv na tuhosť konštrukcie, ktorá bude následne overená prostredníctvom numerickej modálnej analýzy. Výsledky týchto úprav budú porovnané s pôvodným návrhom, a na základe toho sa vyhodnotí účinnosť implementovaných zmien.

### 7.1 NOVÝ MODEL SKRINE

Na základe poznatkov získaných z doterajšej analýzy by sa dalo navrhnúť niekoľko konštrukčných úprav na zlepšenie parametrov NVH základnej skrine prevodovky pri rôznych vlastných módoch. Boli teda navrhnuté úpravy na zníženie hmotnosti, a tým aj množstva použitého materiálu, ako aj na zníženie rezonančných javov.

Skriňa bola kompletne premodelovaná pomocou softvéru Creo Parametric. Z pôvodného modelu boli prevzaté polohy ložísk (a tým aj vzájomná poloha hriadeľov), poloha pák riadiaceho mechanizmu (a tým aj vzájomná poloha hriadeľov a pák), vzdialenosť úchytu skrinky od motoru a úchyt skrine prevodovky vrátane radiacej páky. Okrem toho sa zohľadnil aj obrys ozubených kolies a vyššie uvedených komponentov, aby sa zabránilo kontaktu medzi stenou skrine a týmito komponentmi (najmä ozubenými kolesami). Okrem toho sa na bočných stenách skrine vyrezali otvory a diery na montáž veka a rôznych meracích prístrojov.

### 7.2 KONŠTRUKČNÉ ÚPRAVY

Skriňa prevodovky sa významne podieľa na celkovej hmotnosti prevodovky. Cieľom je optimalizovať tvar a hrúbku stien vzhľadom na zaťaženie a množstvo materiálu. Ľahké konštrukcie sa vyžadujú nielen kvôli cieľom úspory paliva, ale aj z dôvodu zníženia emisií a zlepšenia dynamiky vozidla. Optimalizácia sa musí začať už na začiatku vývojového procesu, aby sa dosiahli čo najlepšie výsledky.

Optimalizácia rozloženia hmotnosti a tuhosti umožňuje posunúť kritické módy kmitania smerom k necitlivým frekvenčným oblastiam. Tlmiace charakteristiky môžu konštruktéri len ťažko ovplyvniť, pretože si to vyžaduje zmenu materiálu alebo úpravy komponentov [5]. To je často v rozpore s inými inžinierskymi cieľmi. Zlepšenia v konštrukcii skrine sa dajú aplikovať oveľa jednoduchšie, napríklad pridaním rebier na zvýšenie lokálnej tuhosti a potlačenie kmitania lokálnych povrchových oblastí.

Následné úpravy boli navrhnuté s cieľom zníženia hmotnosti skrine a na zvýšenie jej tuhosti, a tým zníženia vibrácií a následne aj vydávaného hluku.

### 7.2.1 ZMENA HRÚBKY STENY

Minimálna hrúbka steny bola znížená z pôvodných 3,5 mm na 3 mm všade tam, kde to technologicky a konštrukčne umožňoval návrh dielu. Táto hodnota predstavuje v súčasnosti hranicu, pod ktorú už nie je bezpečné ísť pri odlievaní dielov zo zliatiny hliníka bežne používanými metódami, ako je napríklad tlakové liatie. Výskumná práca Zhanga a Yanga [72] z roku 2020 uvádza, že hrúbka 3 mm je považovaná za minimálnu hodnotu, ktorá stále umožňuje spoľahlivé vyplnenie formy roztaveným kovom bez rizika vzniku technologických defektov.

Pri stenách tenších ako 3 mm dochádza k veľmi rýchlemu ochladzovaniu a predčasnemu tuhnutiu kovu počas jeho prúdenia formou. To môže mať za následok neúplné vyplnenie dutiny formy alebo vznik rôznych defektov, ako sú dutiny, póry, studené spoje a oblasti s nedostatočnou pevnosťou. Z týchto dôvodov môže dôjsť k oslabeniu mechanických vlastností celého dielu, čo je z hľadiska funkčnosti a bezpečnosti neprípustné, najmä ak ide o súčiastky namáhané v prevádzke.

Zníženie hrúbky steny prináša viacero dôležitých výhod – umožňuje úsporu materiálu, znižuje celkovú hmotnosť výrobku, skracuje čas chladenia a zefektívňuje výrobný cyklus, čo priaznivo ovplyvňuje celkovú efektívnosť a ekonomiku výroby. Nižšia hmotnosť je obzvlášť prínosná v automobilovom a strojárskom sektore, kde aj malé hmotnostné úspory vplyvajú na spotrebu energie, výkon a náklady. Táto skutočnosť zohrala významnú úlohu pri rozhodnutí o prepracovaní celej konštrukcie.

### 7.2.2 PRIDANIE REBIER

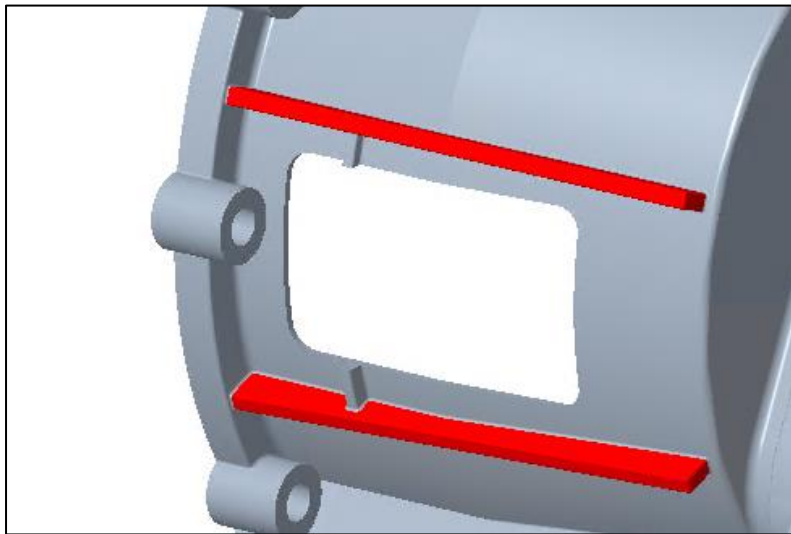
Z technického hľadiska centrálné rebro obmedzuje pohyb panelov tak, že umožňuje ich vibráciu len v protifáze, podobne ako dipól. To znamená, že dve polovice panelov vibrujú v opačnom smere, čo vedie k tomu, že zvukové vlny vysielané z týchto panelov (180 stupňov mimo fázy) sa vzájomne vyrušujú. Tento proces vyrušovania pomáha minimalizovať šírenie zvuku na väčšiu vzdialenosť od panelu. Aby bolo rebro účinné pri plochých krytoch, musí byť dostatočne hlboké. V prípade odliatku alebo zvaru je obzvlášť výhodné, ak sa vnútorné rebro prenáša aj cez roh na susedný panel, čo zabezpečí ešte vyššiu stabilitu a pomáha výrazne zvýšiť rezonančnú frekvenciu celého panelu [6].

Na viacerých miestach panelu boli následne aplikované ďalšie rebrá na zvýšenie tuhosti a minimalizovanie deformácií. Pri návrhu rebier došlo k zníženiu ich hrúbky z pôvodných 3,6 mm na 3 mm. Tento krok bol vykonaný s ohľadom na podobné technické zásady, ktoré sa aplikujú pri určovaní minimálnej hrúbky steny, čím sa zohľadnili potreby optimalizácie mechanických vlastností panelu pri zachovaní minimálnej hmotnosti. Cieľom bolo zredukovať počet rebier na najnižší možný počet a použiť ich len v tých miestach, kde je to absolútne nevyhnutné, aby sa minimalizoval prírastok hmotnosti a zároveň zachovala požiadavka na zvýšenú tuhosť.

Na základe výsledkov analýz pôvodnej konštrukcie boli na vonkajšiu stranu spojovej časti v pozdĺžnom smere pridané výstužné rebrá. Spočiatku sa testovalo riešenie so siedmimi rebrami rovnomerne rozmiestnenými po celom obvode so stálou výškou 5 mm. Toto usporiadanie však neposkytlo dostatočné zvýšenie tuhosti.

Po iteratívnom optimalizačnom procese, ktorý zahŕňal zväčšenie výšky a hrúbky rebra, sa dospelo k efektívnejšiemu riešeniu so štyrmi rebrami (znázornené na obr. 33). Tieto rebrá sú umiestnené len v okolí otvorov, pričom ich výška sa plynulo znižuje z 14 mm na 10 mm. Takéto usporiadanie bolo navrhnuté s cieľom potlačiť kritické vibrácie identifikované v predchádzajúcich analýzach.

Ostatné rebrá po obvode boli odstránené, keďže neprinášali výrazné zvýšenie tuhosti konštrukcie – len približne o 1 % v miestach ich aplikácie – a zároveň zvyšovali celkovú hmotnosť dielu.

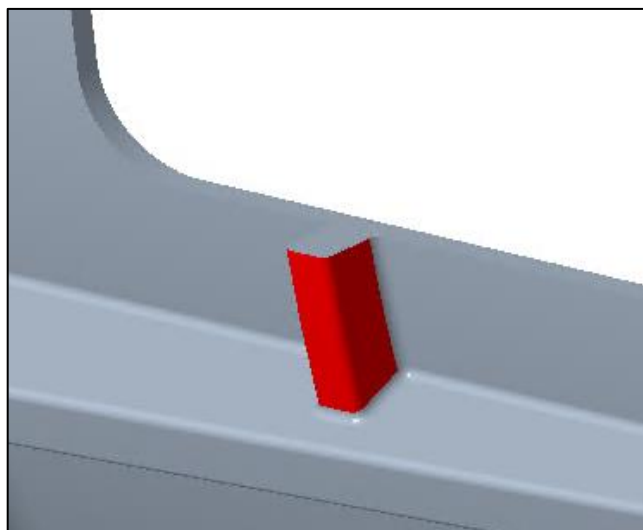


**Obr. 33** Rebrá v pozdĺžnom smere na vonkajšej strane spojky časti.

Na vonkajšej strane spojky časti boli následne v radiálnom smere (znázornená na obr. 34) pridané malé rebrá medzi otvormi a vyššie spomenutými axiálnymi rebrami. Pôvodne sa uvažovalo o troch rebrách s konštantnou výškou 5 mm, avšak ich počet bol postupne znížený na jedno, keďže v danom mieste už dochádzalo k dostatočnému zvýšeniu tuhosti potrebnému na potlačenie rezonančných vibrácií.

Ako optimálne riešenie sa ukázalo umiestnenie rebierka bližšie k bodu uchytenia spojky časti. Tuhosť v oblasti otvoru v smere uchytenia spojky časti ku medzikusu bola totiž zabezpečená z vnútornej strany pomocou výstužných rebier – rovnako ako v pôvodnej konštrukcii, kde sa nezmenila ich poloha, ale iba hrúbka, ktorá bola znížená z 3,6 mm na 3 mm, ako už bolo uvedené vyššie.

Uvažovalo sa aj o aplikácii radiálnych rebier po celom obvode, avšak vzhľadom na ich blízkosť k bodom uchytenia k motoru neprinášali významný prínos z hľadiska tuhosti a zároveň zvyšovali hmotnosť konštrukcie o niekoľko desiatok gramov.



**Obr. 34** Rebrá v radiálnom smere na vonkajšej strane spojkovvej časti.

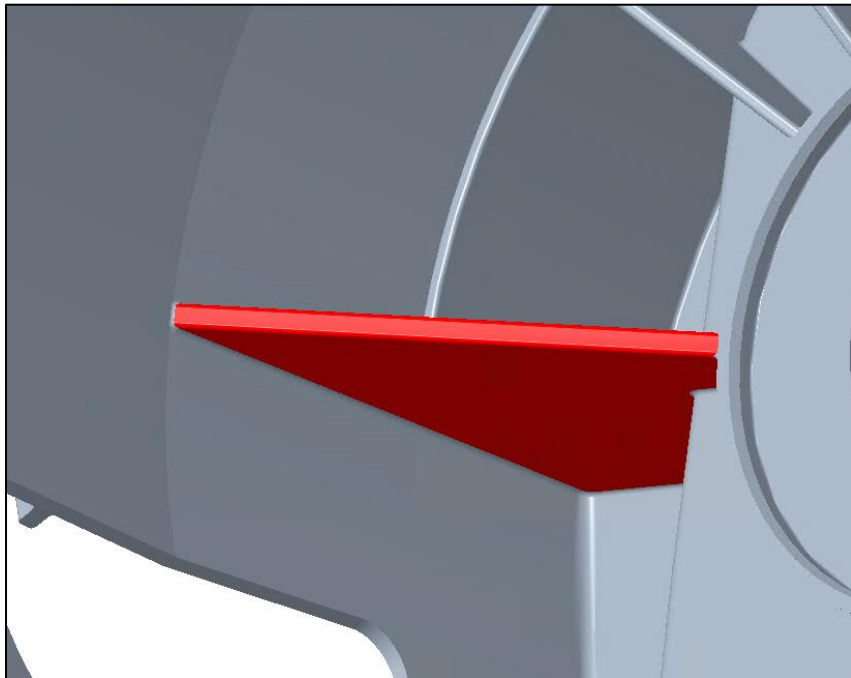
Z pohľadu optimalizácie tuhosti a zníženia deformácií pri dynamickom zaťažení boli na vnútornej strane spojkovvej časti testované viaceré varianty rozmiestnenia a počtu výstužných rebier. Cieľom týchto úprav bolo dosiahnuť rovnomernejšie rozloženie napätí, obmedziť lokálne oslabené oblasti a zlepšiť globálne dynamické vlastnosti súčiastky.

Výsledky numerických analýz však ukázali, že ako najefektívnejšie sa javí riešenie vychádzajúce z pôvodného konštrukčného usporiadania, pri ktorom boli existujúce rebrá na oboch stranách (znázornené na obr. 35) posunuté o 5° nižšie a zároveň bola ich hrúbka zväčšená z 3 mm na 5 mm. Tento krok viedol k výraznému zvýšeniu lokálnej tuhosti v kritických oblastiach a k zlepšeniu odozvy komponentu na budenie v pásme vlastných frekvencií. Výška rebier zostala nezmenená, nakoľko akékoľvek zväčšenie v tomto smere by mohlo viesť ku kolízii so spojkovým mechanizmom, čo by bolo nežiaduce z hľadiska montáže aj funkčnosti.

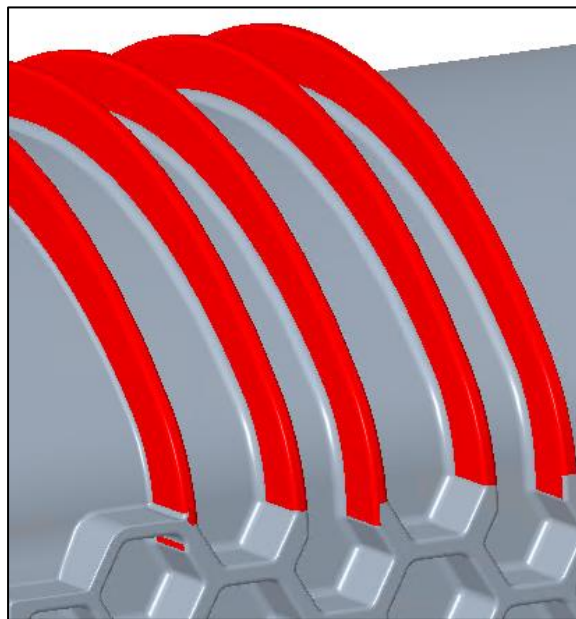
Nakoniec bol zvýšený počet rebier na hornej vonkajšej strane zadnej časti skrine prevodovky. Pri úpravách sa pôvodné dve rebrá nahradili rôznymi variantmi s počtom od 3 do 10. Konečné riešenie (znázornené na obr. 36) vychádzalo z princípov voštinovej štruktúry, ktorá bola aplikovaná aj na bočné steny zadnej časti. Po analýzach bolo zvolené optimálne usporiadanie s piatimi rebrami. Rebrá umiestnené bližšie k uchytieniu ku medzikusu preukázali výrazne vyššiu efektívnosť z hľadiska tuhosti. Naopak, rebrá umiestnené ďalej od tohto bodu neprinášali dostatočný prínos a zvyšovali hmotnosť konštrukcie, preto boli z návrhu vyradené.

Ďalej bola testovaná optimálna výška rebier. Simulácie preukázali, že pri postupnom zvyšovaní výšky až do 15 mm rástla aj lokálna tuhosť, a to približne lineárne. Nad touto hodnotou sa však nárast tuhosti výrazne spomalil. Z tohto dôvodu bola ako kompromis zvolená výška 12 mm, ktorá zabezpečila dostatočné spevnenie v kombinácii s úsporou materiálu.

Hrúbka rebier bola pôvodne zväčšená z 2 mm na 5 mm. Tento nárast však nepreukázal taký významný vplyv na tuhosť ako zväčšenie výšky. Preto bola napokon zvolená hrúbka 3 mm, ktorá predstavuje vyvážené riešenie z hľadiska tuhosti, hmotnosti a estetickej kompatibility s voštinovou štruktúrou, ktorá bude podrobnejšie rozobraná v nasledujúcej časti.



**Obr. 35** Rebrá na vnútornej strane spojovej časti.



**Obr. 36** Rebrá na vonkajšej hornej strane zadnej časti skrine prevodovky.

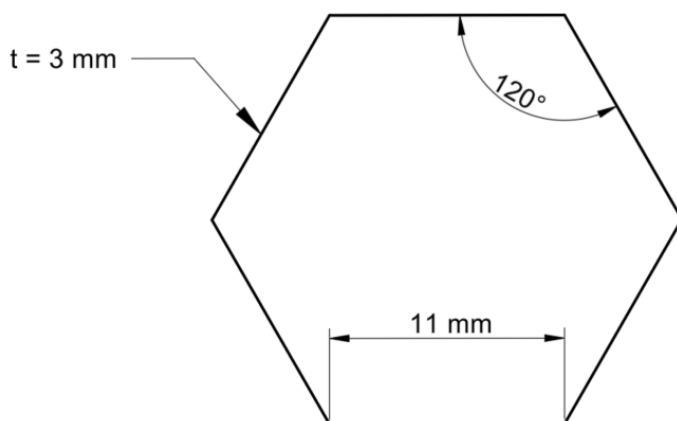
### 7.2.3 VOŠTINOVÁ ŠTRUKTÚRA

Pre aplikáciu v konštrukcii použitej v tejto práci boli starostlivo zvolené rozmery voštinového jadra, znázornené na obr. 37. Dimenzie boli navrhnuté s ohľadom na rozmery dostupných konštrukčných plôch, kde mala byť štruktúra implementovaná, ako aj s cieľom udržať výpočtový čas numerických simulácií v rozumných medziach pri zachovaní požadovanej presnosti. Zvolená geometria voštinového jadra predstavovala kompromis medzi mechanickou účinnosťou výstuže a výpočtovou efektívnosťou. Počiatočný návrh bol ďalej optimalizovaný iteratívnym spôsobom, pričom sa sledovali výsledky modálnej analýzy pre viacero variantov. Hlavným cieľom tejto optimalizácie bolo dosiahnutie čo najvyšších vlastných frekvencií a priaznivého rozloženia modálnych tvarov, a to bez výrazného nárastu hmotnosti a výpočtových nárokov.

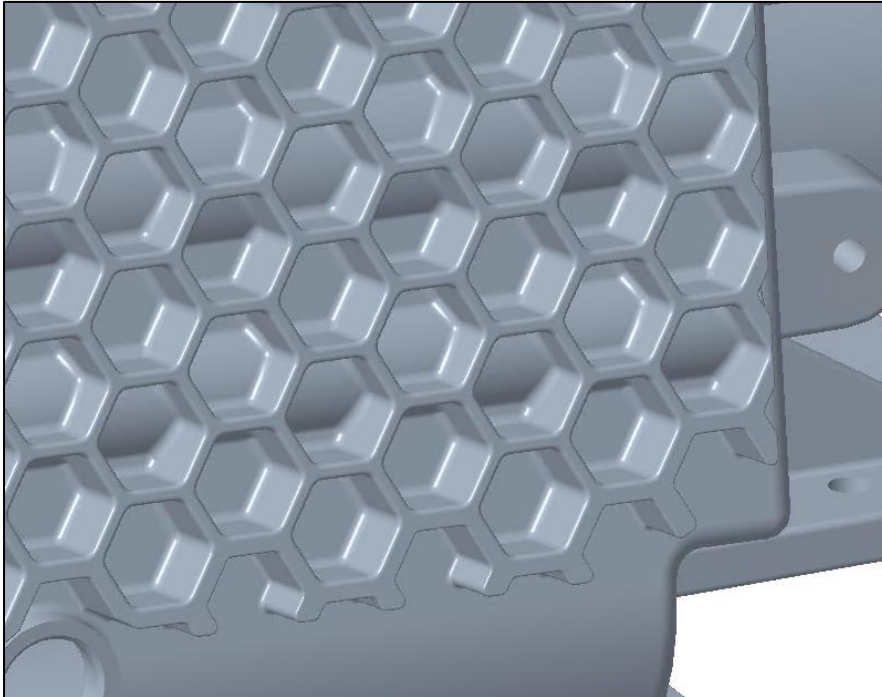
Testovali sa veľkosti strán buniek od 5 mm do 25 mm. Z analýz vyplynulo, že znižovanie rozmerov buniek síce viedlo k miernemu zlepšeniu dynamických vlastností (napr. vyššie vlastné frekvencie a lepšie tlmenie), avšak spôsobovalo neúmerne predĺženie výpočtového času. Výsledný nárast presnosti neospravedlňoval časovú a výpočtovú náročnosť, a preto bola zvolená hodnota 11 mm, ktorá predstavovala vhodný kompromis medzi mechanickými a numerickými požiadavkami.

Simuláciami sa overovali výšky v rozsahu 5 až 20 mm. Zistilo sa, že výšky pod 10 mm mali len minimálny vplyv na tuhosť a redukciu vibrácií. Naopak, nad touto hodnotou dochádzalo k výraznému zlepšeniu mechanickej odozvy. Výška 15 mm sa ukázala ako optimálna – zabezpečovala požadované spevnenie bez nadmerného prírastku hmotnosti a výpočtovej záťaže. Každé zvýšenie výšky o 5 mm znamenalo približne 100 g prírastku hmotnosti, čo bolo zohľadnené pri rozhodovaní.

Hrúbka stien voštinovej štruktúry sa testovala v rozsahu od 3 do 7 mm. Podobne ako pri axiálnych a radiálnych rebrách sa preukázalo, že zvýšenie hrúbky nemá taký významný vplyv na tuhosť ako zvýšenie výšky prvkov. Tento záver podporili výsledky väčšiny iteračných analýz, ktoré boli súčasťou procesu výberu optimálnej geometrie výstužných prvkov. Na základe toho bola ako najvýhodnejšia zvolená hrúbka 3 mm, ktorá umožnila minimalizáciu hmotnosti pri zachovaní požadovanej pevnostnej funkcie.



Obr. 37 Rozmery prvku voštinovej siete.



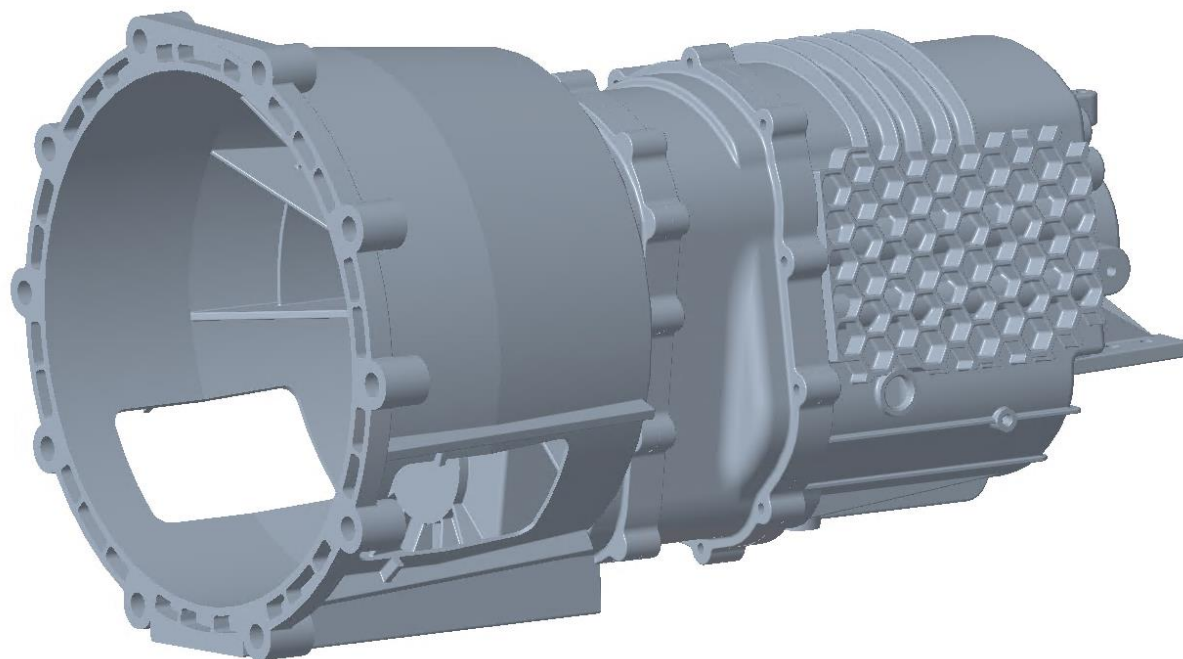
**Obr. 38** Voštinová štruktúra aplikovaná na konštrukciu

#### 7.2.4 VÝSLEDNÝ TVAR

Okrem vyššie uvedených úprav boli oproti pôvodnej geometrii realizované aj ďalšie konštrukčné zmeny, ktorých cieľom bolo zníženie celkovej hmotnosti, optimalizácia výrobných procesov a zmenšenie celkového objemu skrine. Tieto zásahy zároveň reflektovali priestorové požiadavky, pričom dôraz sa kládol na to, aby nedochádzalo ku kolíziám s vnútornými komponentmi mechanizmu.

Geometria skrine bola navrhnutá tak, aby všetky vnútorné časti presne zapadli do dostupného priestoru bez vzájomných interferencií a aby bola zachovaná ich funkčná integrita. Zvláštnu pozornosť si vyžiadalo riešenie možných nežiaducich vplyvov mechanických vibrácií. Z tohto dôvodu bola medzi vnútornými komponentmi a stenou skrine ponechaná bezpečnostná medzera, ktorá sa v závislosti od konkrétnej polohy pohybovala v rozsahu 3 až 3,5 mm. Táto vzdialenosť zabezpečila dostatočný odstup pre tlmenie vibrácií a zníženie rizika priameho kontaktu počas dynamickej prevádzky.

Finálna podoba optimalizovanej konštrukcie, ktorá zohľadňuje všetky uvedené zásady, je znázornená na obr. 39.



**Obr. 39** Výsledná geometria vlastnej konštrukcie skrine prevodovky.

## 8 STANOVENIE NVH PARAMETROV VLASTNEJ KONCEPCIE

Táto časť práce, podobne ako pri analýze pôvodnej konštrukcie, sa zameriava na modálnu a harmonickú analýzu upravenej geometrie prevodovky. Realizované boli numerické simulácie v prostredí softvéru ANSYS, ktorý využíva metódu konečných prvkov (MKP) na riešenie problémov mechaniky kontinua.

Hlavným cieľom analýzy je identifikácia dynamických účinkov – predovšetkým stanovenie vlastných frekvencií, modálnych tvarov, ako aj lokalizácia kritických miest so zvýšenou amplitúdou vibrácií alebo pravdepodobnosťou deformácií. V tomto kontexte bola harmonická analýza využitá najmä na určenie oblastí s maximálnym dynamickým zrýchlením pri rôznych budiacich frekvenciách.

Získané výsledky sú kľúčové pre celkové posúdenie vhodnosti návrhu z hľadiska tuhosti, pevnosti a vibračnej stability. Pomáhajú preveriť, či navrhnutá geometria zabezpečuje bezpečnú a spoľahlivú prevádzku počas celej životnosti prevodovej skrine, a zároveň poskytujú podklad pre ďalšiu optimalizáciu konštrukčných prvkov.

### 8.1 MODÁLNA ANALÝZA VLASTNEJ KONCEPCII SKRINE

V tejto časti práce je realizovaná modálna analýza upravenej konštrukcie prevodovej skrine s cieľom určiť jej vlastné frekvencie a zodpovedajúce modálne tvary kmitania. Získané výsledky predstavujú dôležitý podklad pre vyhodnotenie účinnosti vykonaných konštrukčných úprav, najmä z hľadiska zlepšenia vibračnej odozvy a zvýšenia dynamickej stability celej zostavy.

#### 8.1.1 NASTAVENIE MATERIÁLOVÉHO MODELU

Podobne ako pri pôvodnej konštrukcii, aj táto pozostáva z troch odliatkov vyrobených z hliníkovej zliatiny. Na zabezpečenie prehľadného porovnania s originálnym riešením bola zvolená zliatina AlSi10Mg, ktorá je často používaná pri odlievaných konštrukciách vďaka vhodnému pomeru medzi pevnosťou a hmotnosťou.

Po aplikovaní vhodných parametrických nastavení a definovaní materiálového modelu – vrátane rozloženia hustoty a výpočtových zaťažení – bola celková hmotnosť skrine prevodovky stanovená na 13,245 kg.

#### 8.1.2 DISKRETIZÁCIA MODELU VLASTNEJ KONCEPCIE

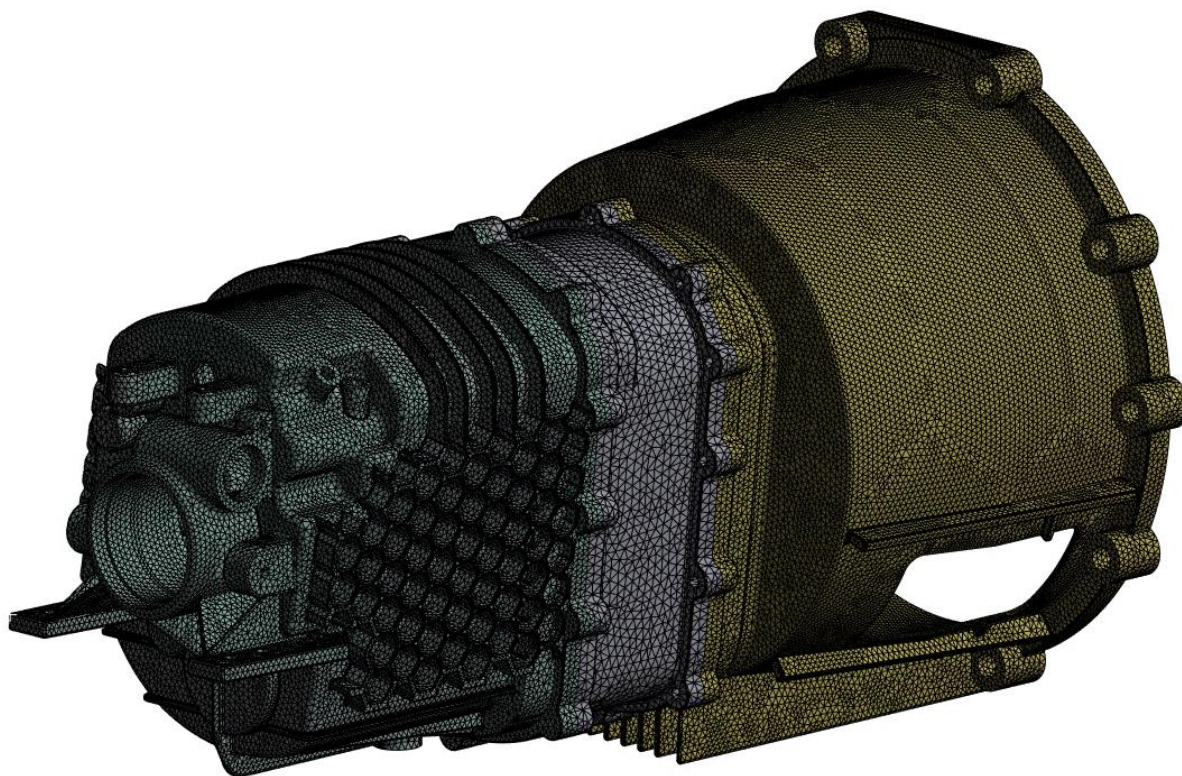
Diskretizácia geometrického modelu vlastnej konštrukcie bola realizovaná rovnakým spôsobom ako pri pôvodnej verzii. Použité boli trojrozmerné tetraedrické prvky, ktoré poskytujú vysokú flexibilitu pri sieťovaní geometricky zložitých a nepravidelných oblastí.

Návrh veľkosti prvkov bol zameraný na optimalizáciu medzi výpočtovou náročnosťou a presnosťou výsledkov. Dôraz sa kládol na kompromis medzi dostatočnou jemnosťou siete na

zachytenie lokálnych napät'ových a deformačných koncentrácií a čo najnižším počtom prvkov ovplyvňujúcim dĺžku simulácie. Zároveň bola zabezpečená dostatočná hrúbka prvkov v stenových oblastiach, aby sa zvýšila presnosť analýzy v tenkostenných častiach.

Na základe poznatkov z citlivostných analýz pôvodného modelu a následných kontrol vlastnej geometrie bola použitá diferenciácia veľkosti prvkov podľa mechanickej funkcie jednotlivých častí. Pre časti spojky a zadnej steny, kde sa predpokladala vyššia deformovateľnosť, bola použitá jemnejšia sieť s veľkosťou prvkov 4 mm. Naopak, v oblasti medzikusu sa vďaka menšej komplexnosti geometrie a vyššej tuhosti využila hrubšia sieť s veľkosťou 6 mm.

Tieto úpravy viedli k výraznému zníženiu celkového počtu prvkov na približne 1,5 milióna, čo je o 1,2 milióna menej než pri pôvodnej konštrukcii. Výsledkom bolo významné skrátenie výpočtového času bez straty potrebnej presnosti. Ilustrácia výslednej siete je uvedená na obr. 40.

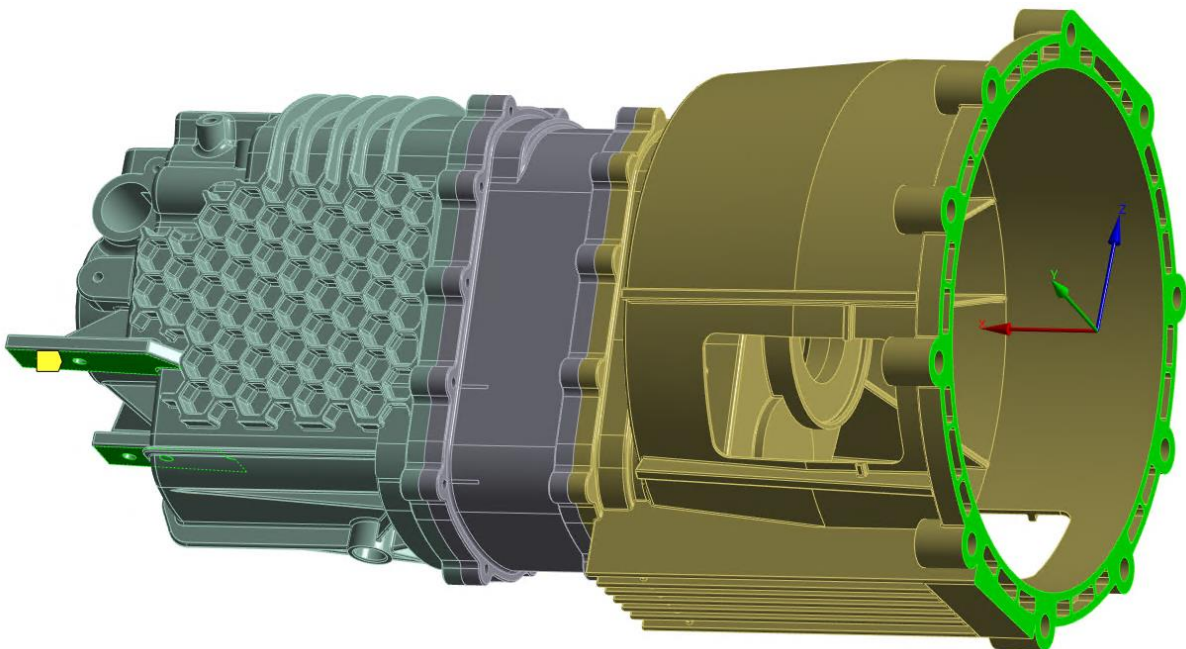


**Obr. 40** Zdiskretizovaný model vlastnej geometrie.

### 8.1.3 NUMERICKÁ MODÁLNA ANALÝZA VLASTNEJ KONCEPCII SKRINE PREVODOVKY

Nasledujúcim krokom bolo vykonanie modálnej analýzy viazaného telesa. Táto časť popisuje postup riešenia výpočtu vlastných frekvencií a príslušných tvarov kmitania pre konštrukciu vybranej prevodovky.

Na spojenie jednotlivých častí zostavy bol použitý kontakt typu bonded (pevné spojenie), ktorý bol zvolený najmä kvôli zníženiu výpočtovej náročnosti. Uchytenie prevodovej skrine bolo simulované pomocou okrajových podmienok typu displacement constraint – aplikovaných na oblasť spojkového puzdra a zadnej časti skrine. Tieto podmienky úplne eliminovali transláciu v osiach X, Y a Z, čím zabezpečili mechanickú stabilitu zostavy a simulovali pevné uchytenie ku konštrukcii vozidla. Miesta aplikácie týchto väzieb sú znázornené na obr. 41. V dôsledku uvedeného uchytenia bola modálna analýza riešená ako lineárna úloha, pričom prípadné geometrické a kontaktné nelinearity boli zanedbané, resp. vhodne linearizované.



**Obr. 41** Miesta uchytenia skrine prevodovky vlastnej konštrukcie.

Cieľom tejto analýzy bolo identifikovať vlastné frekvencie a modálne tvary v rozsahu od 0 do 3000 Hz. Prvých šesť vlastných módov nadobúda nenulové hodnoty, čo je priamym dôsledkom aplikovaného mechanického viazania – teda nešlo o analýzu voľného telesa. Zvolený frekvenčný rozsah bol nastavený tak, aby pokrýval spektrum všetkých potenciálnych rezonančných javov, vrátane relevantných zubových frekvencií identifikovaných v predchádzajúcich výpočtoch. Výsledkom výpočtu bolo identifikovanie 47 vlastných módov – t. j. párov vlastných frekvencií a im zodpovedajúcich tvarov kmitania. Ich prehľad je uvedený v tabuľke 17.

Tab. 17 Vlastné frekvencie skrine vlastnej koncepcii.

Mód	Vlastná frekvencia	Mód	Vlastná frekvencia	Mód	Vlastná frekvencia
1	735 Hz	17	2084 Hz	33	2642 Hz
2	802 Hz	18	2118 Hz	34	2648 Hz
3	1042 Hz	19	2189 Hz	35	2653 Hz
4	1095 Hz	20	2202 Hz	36	2682 Hz
5	1302 Hz	21	2269 Hz	37	2692 Hz
6	1336 Hz	22	2316 Hz	38	2719 Hz
7	1600 Hz	23	2325 Hz	39	2749 Hz
8	1632 Hz	24	2400 Hz	40	2767 Hz
9	1747 Hz	25	2427 Hz	41	2816 Hz
10	1821 Hz	26	2443 Hz	42	2861 Hz
11	1867 Hz	27	2480 Hz	43	2879 Hz
12	1901 Hz	28	2536 Hz	44	2913 Hz
13	1937 Hz	29	2552 Hz	45	2925 Hz
14	2001 Hz	30	2594 Hz	46	2953 Hz
15	2011 Hz	31	2608 Hz	47	2969 Hz
16	2064 Hz	32	2611 Hz	-	-

## 8.2 HARMONICKÁ ANALÝZA VLASTNEJ KONCEPCIE

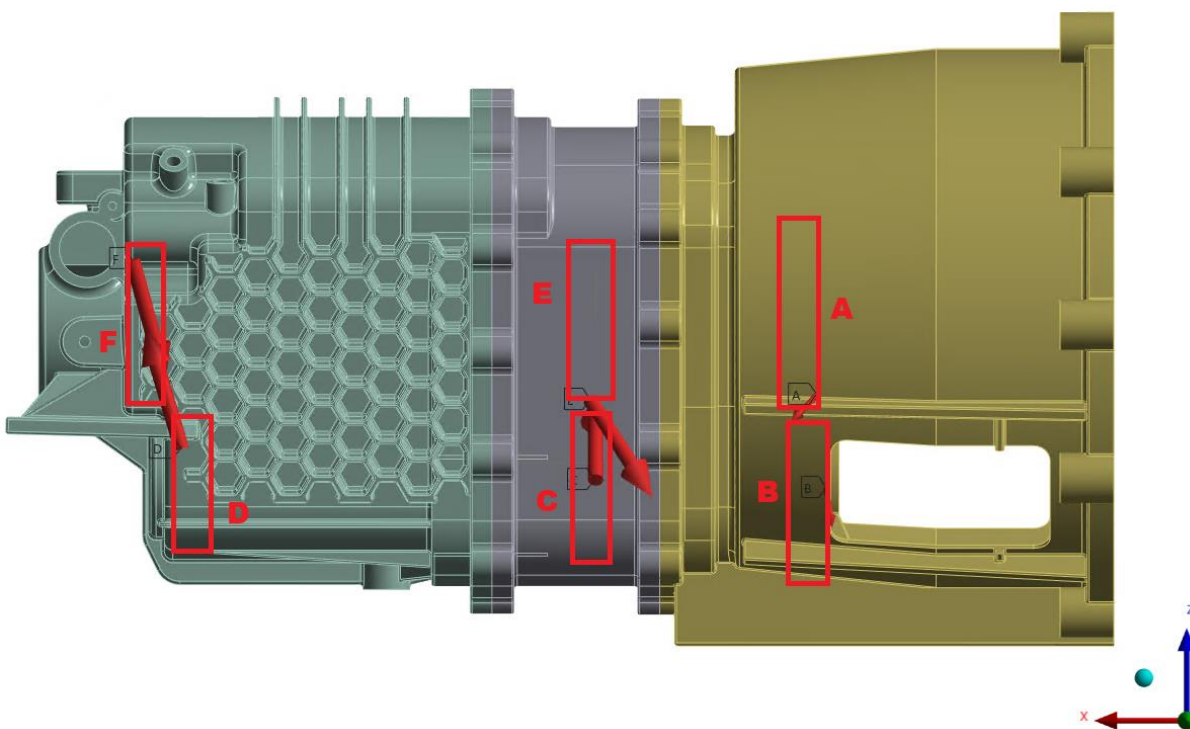
Po ukončení modálnej analýzy nasledovala numerická simulácia a zostavenie harmonického modelu. Harmonická analýza je kľúčovým nástrojom na hodnotenie dynamickej odozvy prevodového mechanizmu, predovšetkým z hľadiska vibrácií, ktoré môžu ovplyvniť spoľahlivosť a životnosť jednotlivých súčiastok. Preto je nevyhnutné detailne analyzovať rozloženie síl v rámci celého ústrojenstva, čo umožňuje presnejšiu predikciu správania konštrukcie pri reálnom zaťažení.

Prepojenie výsledkov modálnej a harmonickej analýzy bolo realizované prostredníctvom metódy modálnej superpozície (MSUP), ktorú využíva softvér ANSYS Workbench. Táto metóda určuje odozvu systému ako kombináciu vlastných módov získaných z predchádzajúcej modálnej analýzy.

Keďže zubové frekvencie a silové účinky na ložiskách ostávajú nezmenené, boli tieto hodnoty prevzaté z predchádzajúcich výpočtov a použité ako vstupné dáta pre harmonickej analýzy.

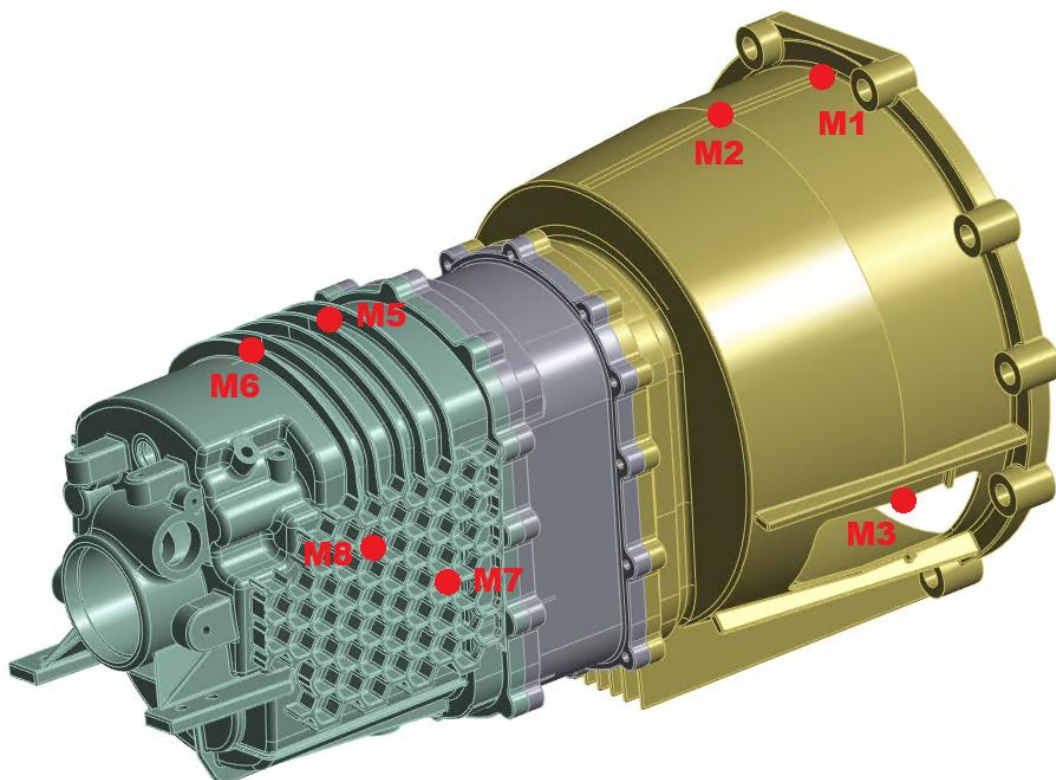
Na základe týchto výpočtov boli pre každé ložisko určené reakčné sily vznikajúce v dôsledku zaťaženia hriadeľa a prenosu krútiaceho momentu. Sily boli rozdelené do troch smerových zložiek – podľa osí X, Y a Z – čo umožňuje detailne vyhodnotiť zaťaženie ložísk v každom smere.

Orientácia súradnicového systému a umiestnenie ložísk sú znázornené na obrázku 42. Získané hodnoty reakčných síl sú následne prehľadne spracované v tabuľkách, usporiadané podľa jednotlivých smerov a prevádzkových stavov.

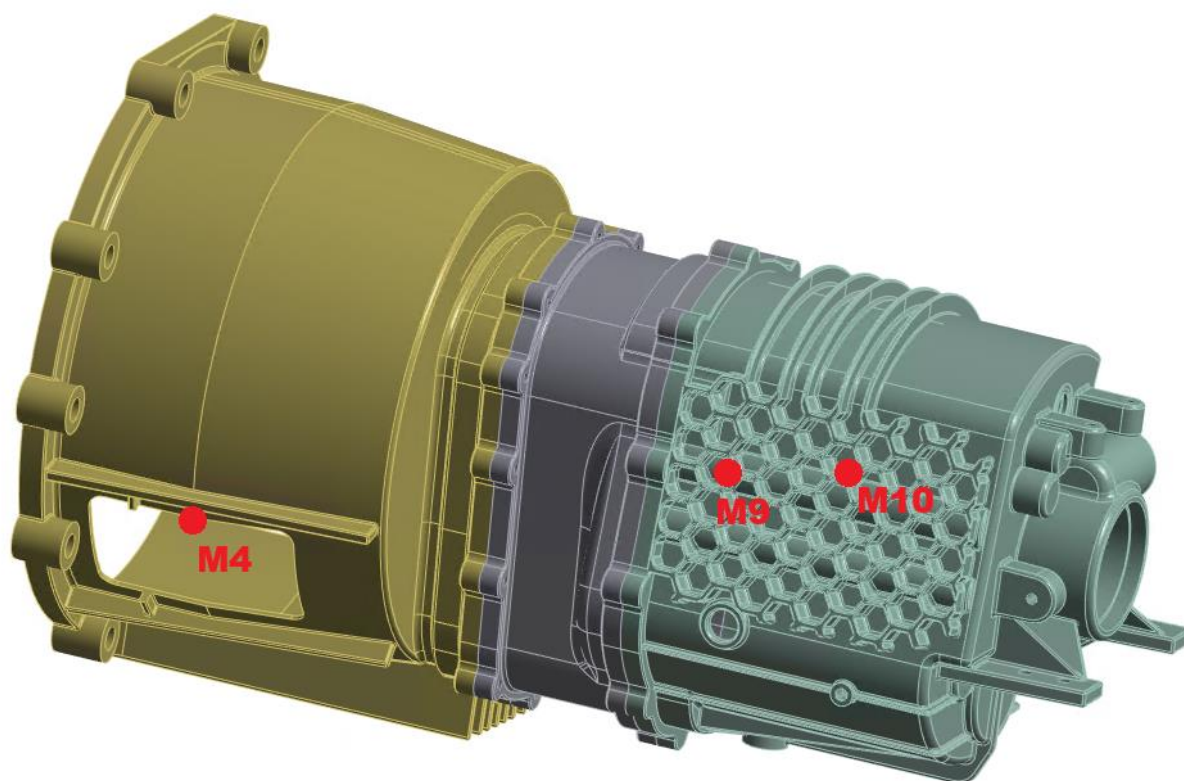


**Obr. 42** Miesta aplikácie silových zaťažení v ložiskách.

Pre účely harmonickej analýzy a porovnanie s pôvodnou konštrukciou bolo na vlastnom modeli definovaných desať meracích bodov (M1 až M10), umiestnených v geometricky obdobných oblastiach. Ich presné rozmiestnenie je znázornené na obrázkoch 43 a 44.



**Obr. 43** Rozmiestnenie meracích miest M1-M3 a M5-M8 na vlastnej geometrii.



**Obr. 44** Rozmiestnenie meracích miest M4 a M9-M10 na vlastnej geometrii.

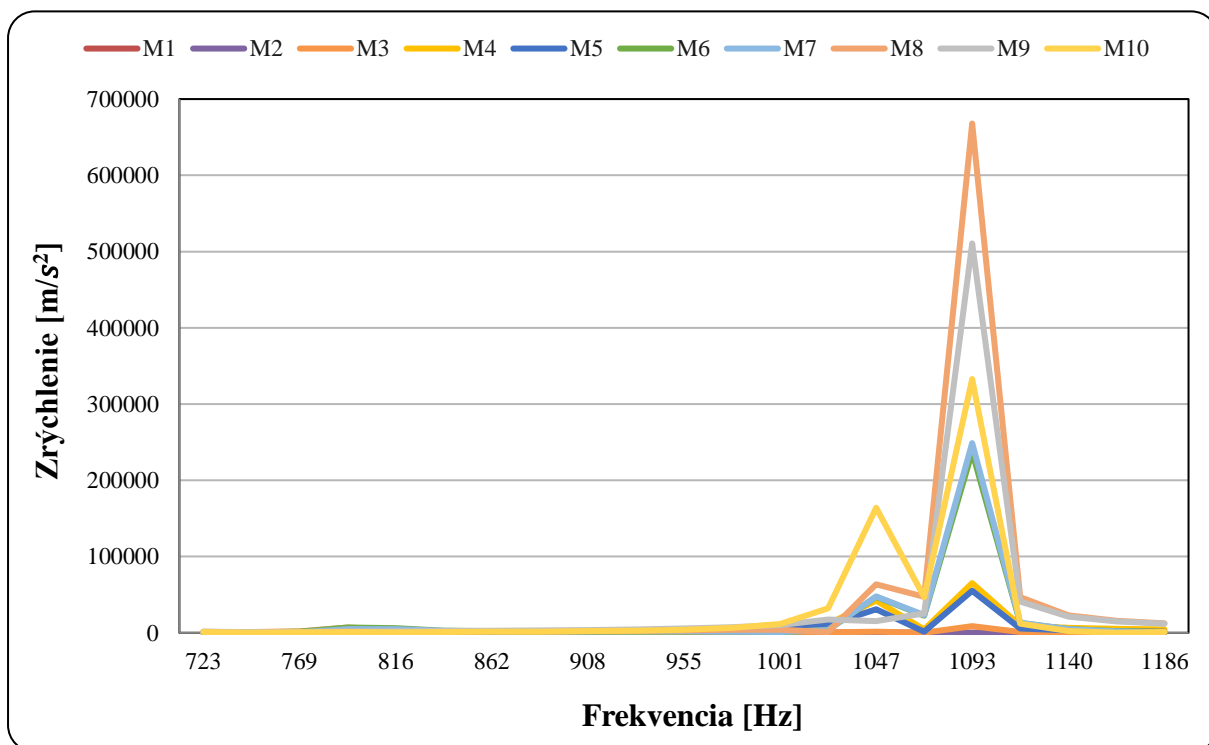
Cieľom analýzy bolo posúdiť dynamickú odozvu konštrukcie pri jednotlivých prevodových stupňoch. Harmonická analýza umožňuje sledovať správanie systému pri harmonickom buzení v rôznych frekvenčných pásmach, čo je kľúčové pre hodnotenie účinnosti vykonaných konštrukčných úprav.

Riešič harmonickej analýzy bol nastavený tak, aby pokrýval celý relevantný frekvenčný rozsah. Dolná hranica bola zvolená na úrovni 700 Hz, čo zahŕňa aj najnižšiu vlastnú frekvenciu (735 Hz). Horná hranica bola vždy určená maximálnou zubovou frekvenciou daného prevodového stupňa, aby bolo pokryté celé spektrum očakávaných vibrácií.

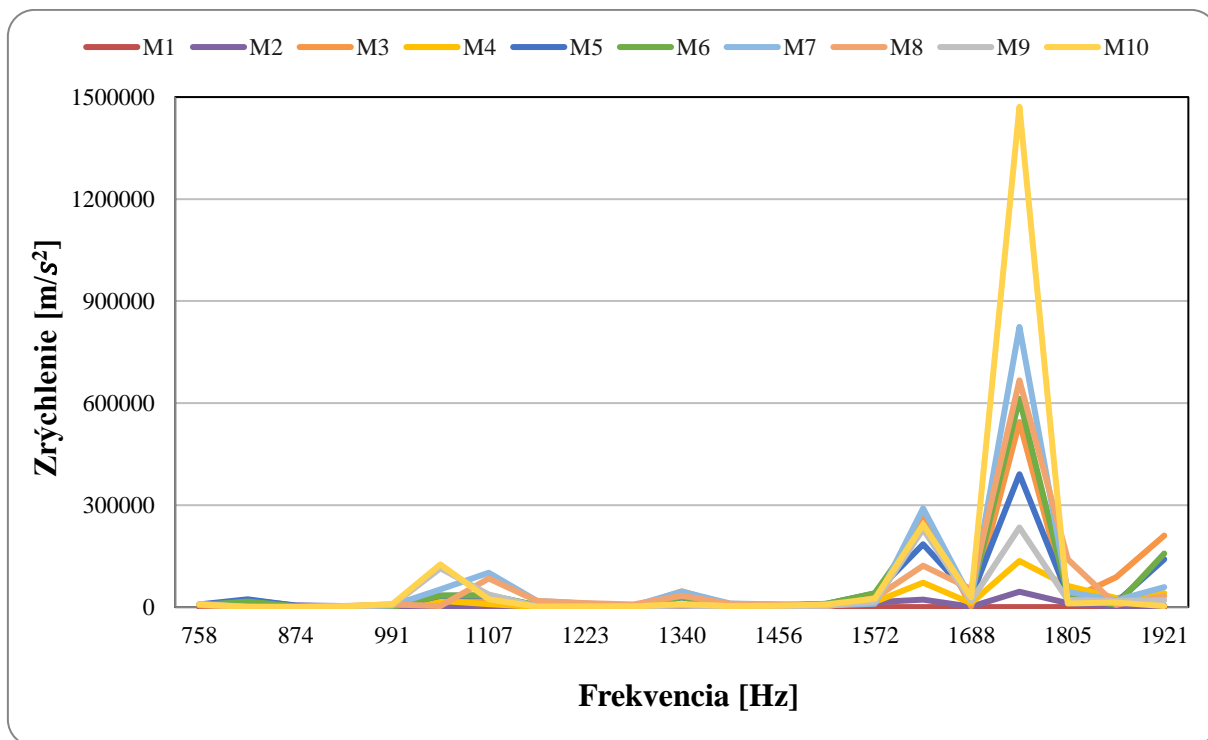
Frekvenčný interval bol rozdelený na 20 rovnomerných krokov, pričom veľkosť kroku bola prispôbená konkrétnemu pásmu, aby sa zabezpečilo optimálne rozlíšenie výsledkov bez neprímeraného predĺženia výpočtového času. Hodnota tlmenia bola nastavená na 4 %, rovnako ako pri pôvodnej analýze, pre zabezpečenie porovnateľnosti výsledkov.

Budiace sily boli aplikované v miestach uloženia ložísk, vychádzajúc z predchádzajúcich výpočtov reakčných síl. Odchýlky konštrukcie sa analyzovali v smere osi Y (body M3–M4 a M7–M10) a v smere osi Z (body M1–M2 a M5–M6) globálneho súradnicového systému.

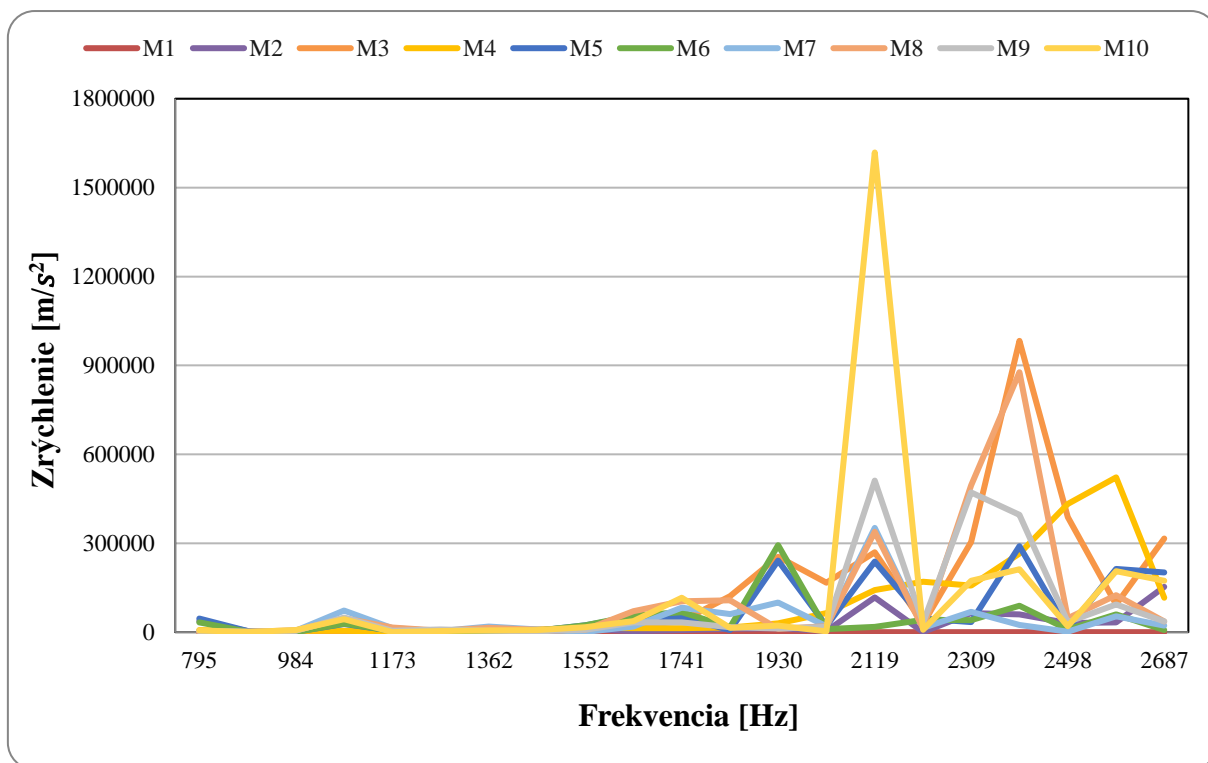
Výsledky harmonickej analýzy sú zobrazené v nasledovných grafoch, kde je znázornená frekvenčná odozva systému pre každý prevodový stupeň. Grafy poskytujú prehľad o správaní konštrukcie v rôznych frekvenčných pásmach a poukazujú na oblasti možných rezonancií.



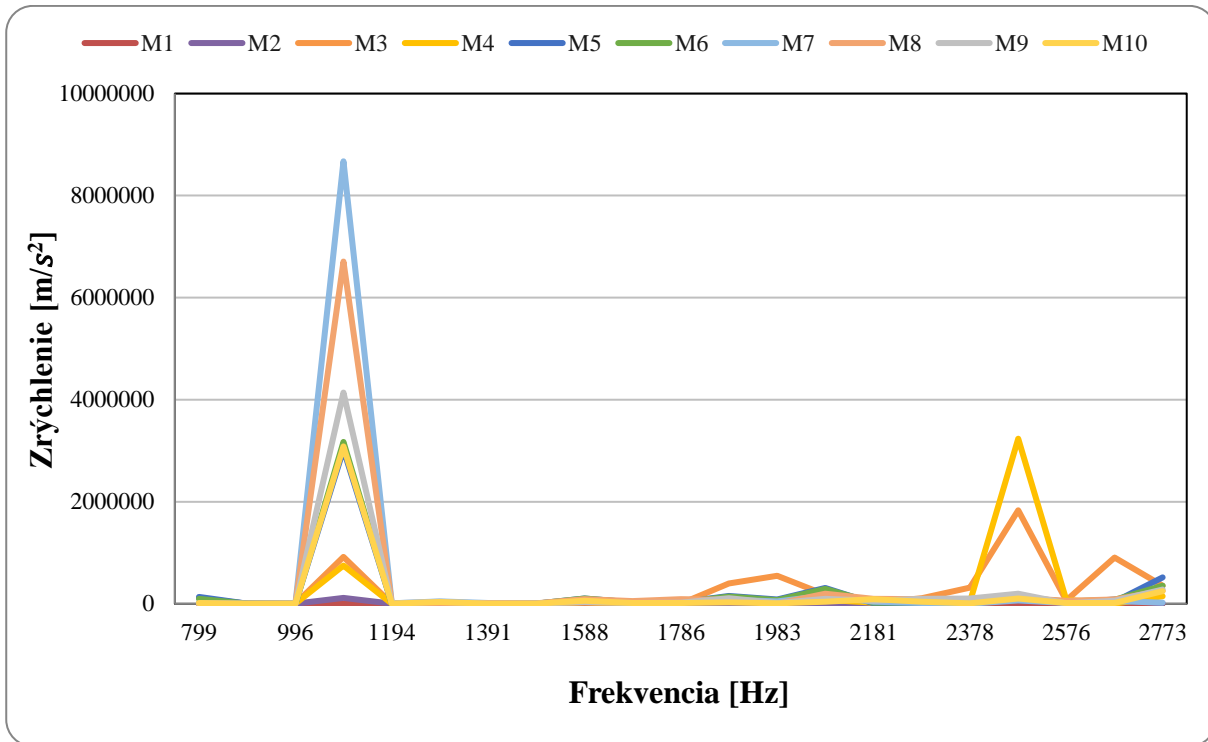
Obr. 45 Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – 1. r.s.



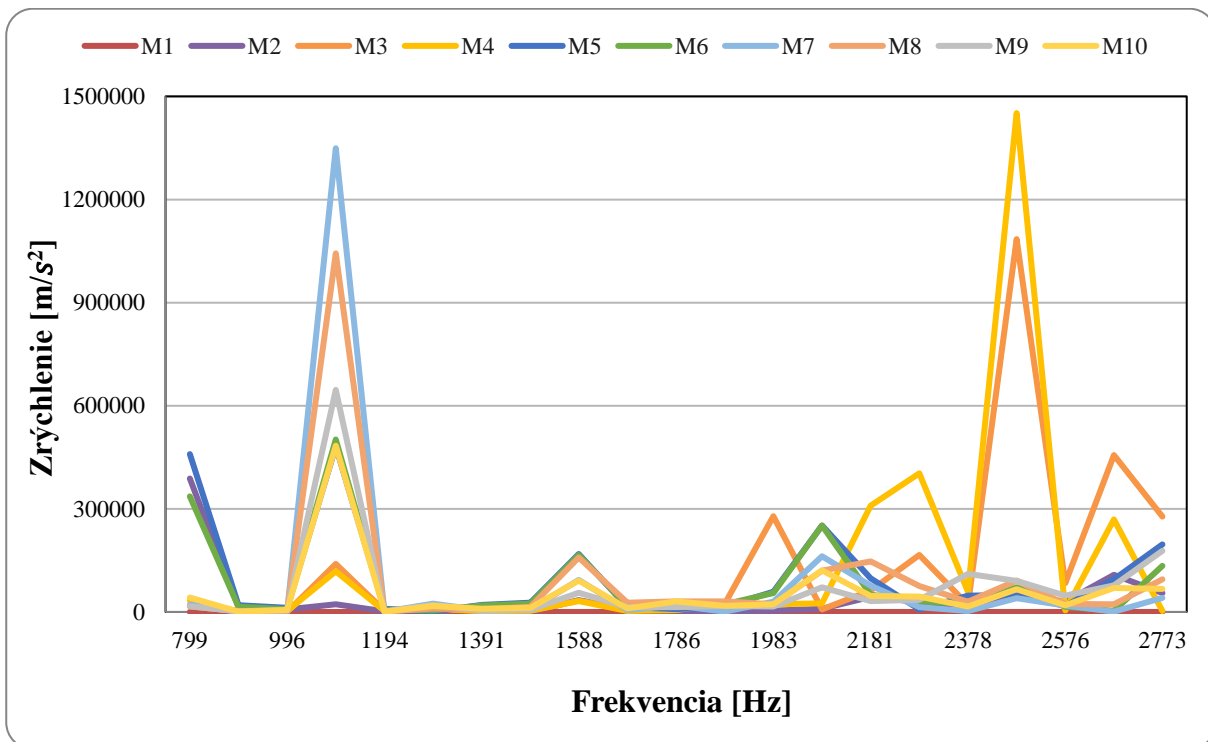
**Obr. 46** Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – 2. r.s.



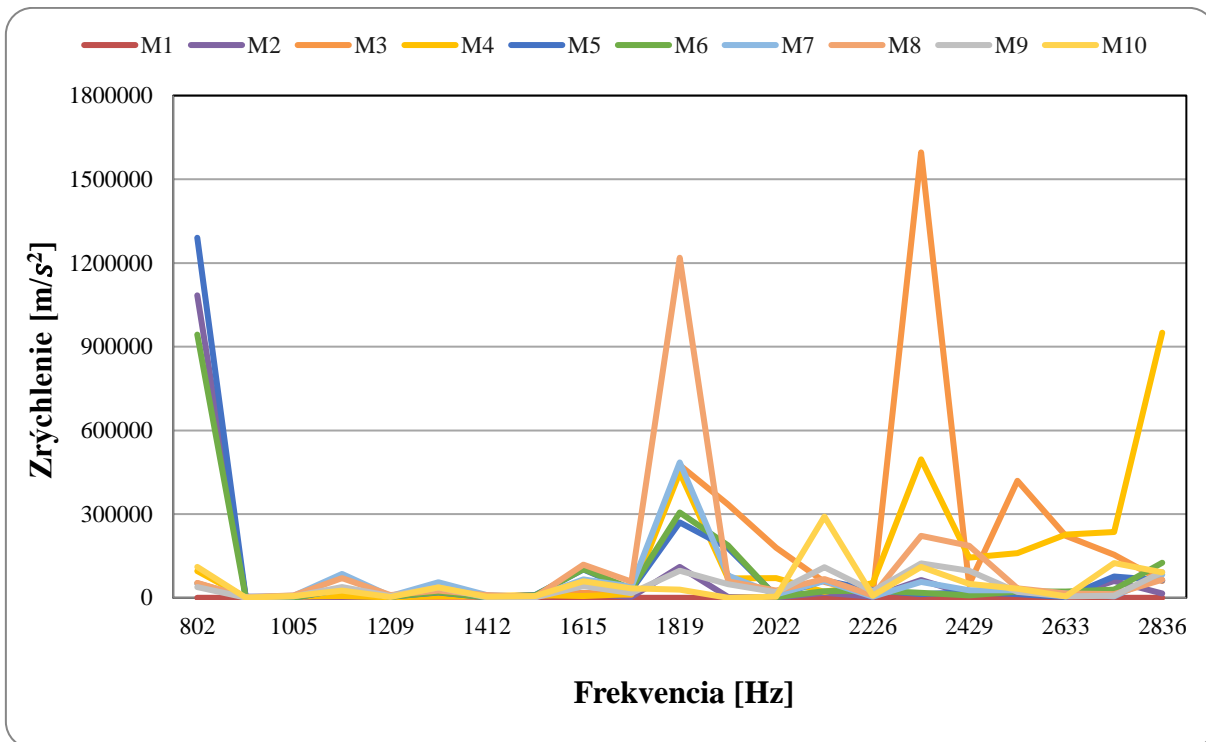
**Obr. 47** Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – 3. r.s.



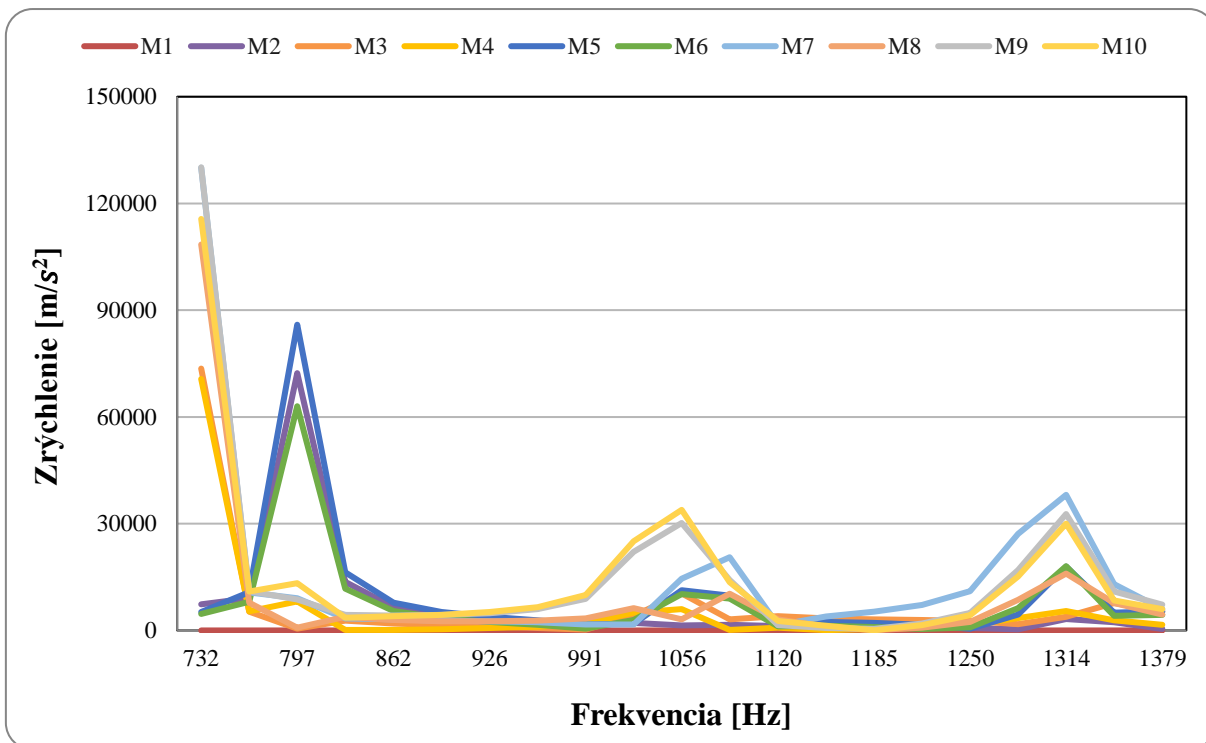
Obr. 48 Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – 4. r.s.



Obr. 49 Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – 5. r.s.



**Obr. 50** Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – 6. r.s.



**Obr. 51** Frekvenčná odozva vlastnej konštrukcie – R. r.s.

## 9 VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV

V porovnaní s pôvodným konštrukčným riešením, ktorého hmotnosť bola 13,868 kg, má novonavrhnutá konštrukcia hmotnosť 13,245 kg, čo predstavuje úsporu 0,623 kg (približne 4,7 %). Táto redukcia bola dosiahnutá predovšetkým znížením hrúbky stien v celej konštrukcii. Hoci sa vo väčšine prípadov jednalo o zníženie len o 0,5 až 0,6 mm, vzhľadom na rozsah konštrukcie, konkrétne pri prevodovke s objemom približne 1,1 kg, došlo k významnej materiálovej úspore, ktorá sa prejavila aj na celkovej hmotnosti. Táto úspora bola čiastočne kompenzovaná pridaním výstužných rebier a najmä zavedením voštinovej štruktúry. Napriek tomu takéto zníženie hmotnosti prispieva nielen k zníženiu celkovej hmotnosti vozidla, ale aj k zlepšeniu jeho dynamických vlastností, čo je obzvlášť významné pri športových vozidlách. Z dlhodobého hľadiska môže nižšia hmotnosť pozitívne ovplyvniť aj spotrebu paliva a emisie.

Výsledky numerickej simulácie nového návrhu ukazujú, že najvyššie hodnoty zrýchlenia, ktoré sa vyskytujú pri jednotlivých prevodových stupňoch, sú pri tejto verzii konštrukcie identifikovateľné jednoznačnejšie, s ostrejšími rezonančnými pásmami. Konštrukcia tak vykazuje zreteľné frekvenčné charakteristiky, ktoré možno ďalej využiť pri optimalizácii geometrie z hľadiska NVH parametrov.

Na základe vykonanej analýzy možno konštatovať, že len pri niektorých rýchlostných stupňoch sa podarilo eliminovať rezonancie, ktoré sa vyskytovali pri vlastných frekvenciách pôvodnej konštrukcie (1033 Hz, 1651 Hz, 2116 Hz a 2496 Hz). Pri prvom a druhom rýchlostnom stupni sa síce podarilo posunúť rezonančné frekvencie približne o 40 Hz, avšak zároveň došlo k trojnásobnému nárastu hodnôt zrýchlenia, čo naznačuje zvýšenú dynamickú odozvu systému. Štvrtý a piaty prevodový stupeň síce vykázali zmenu rezonančnej frekvencie, ale tieto sa presunuli späť do blízkosti kritických hodnôt 1033 Hz a 2496 Hz, čo viedlo k výraznému nárastu vibrácií – v niektorých prípadoch až päť- až desaťnásobnému. Naopak, pri šiestom rýchlostnom stupni sa dosiahli najlepšie výsledky: rezonančná frekvencia sa posunula o viac než 200 Hz (z pôvodných 1651 Hz), pričom nárast zrýchlenia bol relatívne nízky – približne 1,5-násobný. V prípade spiatočky sa však preukázala výrazná zmena k horšiemu – rezonančné frekvencie poklesli a hodnoty zrýchlenia v meraných bodoch vzrástli až na päťnásobok pôvodných hodnôt. Z uvedených výsledkov vyplýva, že konštrukčné úpravy síce priniesli čiastočné zlepšenie pri niektorých prevodových stupňoch, avšak z hľadiska celkového dynamického správania systému neboli plne úspešné. Pre dosiahnutie komplexnej optimalizácie by bolo vhodné realizovať ďalšie modálne a harmonické analýzy v kombinácii s topologickou optimalizáciou.

Z hľadiska jednotlivých konštrukčných úprav sa ako najpriaznivejšia z hľadiska dynamických vlastností preukázala aplikácia výstužných rebier na vonkajšej hornej časti zadného segmentu skrine prevodovky. Táto úprava mala najvýraznejší pozitívny vplyv na dynamické správanie konštrukcie, a to najmä v oblasti redukcii rezonancií a zvýšenia lokálnej tuhosti.

Je však potrebné konštatovať, že merania vykonané v blízkosti jednotlivých úprav preukázali skoro vo všetkých prípadoch zhoršené hodnoty povrchového zrýchlenia v porovnaní s pôvodnou konštrukciou. Tento jav môže byť spôsobený lokálnym koncentrovaním modálnych deformácií, ktoré sa často objavujú v miestach dodatočných výstuží, ak nie sú dostatočne integrované do celkovej konštrukčnej topológie.

Najmenej efektívnou sa ukázala byť voštinová štruktúra aplikovaná na bočné strany zadnej časti skrine. Táto úprava nevykazovala pozitívny účinok na redukcii vibrácií – v niektorých prípadoch došlo dokonca k viac ako päťnásobnému zhoršeniu nameraných hodnôt. Jej účinnosť by mohla byť zlepšená zväčšením výšky štruktúry, ako sa ukázalo počas iteratívneho procesu návrhu, kde zvýšenie výšky rebier a samotnej voštinovej štruktúry do určitej miery prispelo k zvýšeniu lokálnych tuhostí. V tomto prípade však treba zohľadniť kompromis medzi mechanickým výkonom a úsporou materiálu – zvýšenie tuhosti často vedie k nárastu hmotnosti, čím sa čiastočne negujú pôvodné zámery hmotnostnej optimalizácie. Ďalšou možnosťou zvýšenia účinnosti voštinovej štruktúry môže byť jej lepšia integrácia do okolitých prvkov, čím by sa zamedzilo vzniku ostrých prechodov tuhostí, ktoré môžu spôsobovať nežiaduce modálne správanie.

Ostatné úpravy – ako umiestnenie rebier v blízkosti otvorov na vonkajšej spojkevej časti či zmena konfigurácie vnútorných výstužných rebier v tejto oblasti – mali stredne výrazný vplyv na dynamickú odozvu konštrukcie.

Zároveň možno konštatovať, že celoplošné zníženie hrúbky stien vo všetkých možných oblastiach – vo väčšine prípadov z pôvodných 3,6 mm na 3 mm (čo predstavuje približne 17 % zníženie) – pravdepodobne výrazne prispelo k zvýšeniu hlučnosti. Zmenšenie hrúbky znižuje ohybovú tuhosť a tým zvyšuje amplitúdu vibrácií pri rovnakých budiacich frekvenciách.

Ďalej je potrebné konštatovať, že v tejto práci bola analyzovaná frekvenčná odozva geometrie pri frekvenciách, kde silové budiace účinky boli odvodené z maximálne dosiahnuteľného točivého momentu pri jednotlivých prevodových stupňoch. Vlastné frekvencie boli skúmané vo frekvenčných pásmach určených tzv. zubovými frekvenciami ozubených kolies, ktoré prislúchajú konkrétnym prevodovým stupňom. Z toho vyplýva, že získané výsledky sú platné výhradne pre tieto špecifické podmienky a zaťaženia.

Frekvenčná odozva konštrukcie sa však môže výrazne líšiť pri odlišných budiacich účinkoch – napríklad pri nižšom točivom momente generovanom motorom, pri rôznych prevádzkových režimoch, alebo pri zohľadnení iných zdrojov vibrácií, ako sú frekvencie otáčania hriadeľov či harmonické zložky od ložísk a spojovacích mechanizmov. Rovnako, ak by sa skúmané frekvenčné pásmo rozšírilo alebo posunulo mimo pásiem definovaných zubovými frekvenciami, mohli by sa objaviť ďalšie rezonančné javy a nové modálne správanie, ktoré v tejto analýze neboli zachytené.

Z toho dôvodu možno odporučiť realizáciu ďalších štúdií s rozšírenými analytickými podmienkami – vrátane viacnásobných prevádzkových režimov, rôznych typov budenia (harmonické, náhodné, impulzné) a širšieho frekvenčného rozsahu. Tieto analýzy by mohli poskytnúť komplexnejší pohľad na dynamické správanie konštrukcie a prispieť k jej optimalizácii z hľadiska NVH parametrov aj v širšom spektre reálnych prevádzkových podmienok.

Celkovo možno zhrnúť, že nová koncepcia prevodovej skrine spolu s aplikovanými konštrukčnými modifikáciami bola úspešná predovšetkým z hľadiska úspory materiálu a zníženia celkovej hmotnosti. Z pohľadu akusticko-vibračných vlastností však prevodovka vykazuje vyššiu mieru hlučnosti v porovnaní s pôvodným riešením, čo poukazuje na potrebu ďalšej optimalizácie geometrie a usporiadania výstužných prvkov v budúcich návrhoch.

## ZÁVER

Na analýzu v tejto práci bola vybraná 6-stupňová manuálna pozdĺžne orientovaná prevodovka Getrag 233 (V160), ktorá konštrukčne využíva trojdielny hliníkový odliatok (časť spojky, medzikus a zadná časť) a bola použitá vo vozidlách Toyota Supra Twin Turbo a Nissan Skyline GT-R (R34).

Pri návrhu vlastnej koncepcie skrine prevodovky bol primárnym cieľom znížiť celkovú hmotnosť konštrukcie pri súčasnom zvýšení jej tuhosti. Moderné riešenia preto využívajú topologickú optimalizáciu, rebrovanie a voštinové štruktúry, ktoré zvyšujú tuhosť bez výrazného nárastu hmotnosti. Kľúčové je pritom správne nastaviť parametre, ako výšku, šírku rebier a hustotu voštín, aby sa dosiahol optimálny pomer tuhosti a hmotnosti.

Redukcia hmotnosti bola dosiahnutá optimalizáciou hrúbky stien a rebier, zatiaľ čo zvýšenie tuhosti zabezpečili cielene aplikované výstužné rebrá a zavedenie voštinovej mriežkovej štruktúry v strategických oblastiach. Efekt týchto opatrení však do značnej miery závisí od ich presného umiestnenia, preto je kľúčové identifikovať kritické miesta, kde majú výstuhy najvyšší účinok. Tým sa zároveň predchádza neefektívnemu nárastu hmotnosti a zbytočnému prepracovaniu geometrie. V tomto procese zohrali významnú úlohu numerické simulácie, ktoré umožnili detailne analyzovať mechanickú odozvu, vibračné správanie a frekvenčnú charakteristiku navrhovanej skrine. Výsledky pôvodnej konštrukcie slúžili ako referenčný základ pre porovnanie nového návrhu.

Z porovnania vyplynulo, že nová koncepcia výrazne prispela k zníženiu hmotnosti a materiálovej spotreby – hmotnosť sa znížila približne o 4,7 % oproti pôvodným 13,868 kg. Úspora vznikla hlavne znížením hrúbky stien o 0,5–0,6 mm, čo znamenalo približne 1,1 kg menej materiálu pri veľkosti prevodovky. Túto úsporu však čiastočne kompenzovalo pridanie výstužných rebier a voštinovej štruktúry.

Z hľadiska akusticko-vibračných vlastností však nová verzia vykazovala zvýšenú úroveň hluku. Najvýraznejší pozitívny vplyv na dynamické vlastnosti mala aplikácia výstužných rebier na hornej zadnej časti skrine, aj keď aj tam sa objavili zvýšené hodnoty povrchového zrýchlenia. Voštinová štruktúra na bočných stranách zadnej časti bola najmenej efektívna, v niektorých prípadoch spôsobila až päťnásobný nárast vibrácií. Zvýšenie jej výšky a lepšia integrácia do okolitých prvkov by mohli účinnosť zlepšiť, no za cenu vyššej hmotnosti. Ostatné úpravy, napríklad rebrá pri spojkeovej časti, mali stredne pozitívny vplyv. Celkové zníženie hrúbky stien z 3,6 mm na 3 mm pravdepodobne zvýšilo hlučnosť, keďže nižšia tuhosť vedie k väčším vibráciám pri rovnakom budiacom zaťažení, čo poukazuje na potrebu ďalšej optimalizácie geometrie a výstuží v ďalších fázach vývoja.

V tejto práci bola analyzovaná frekvenčná odozva prevodovej skrine pri frekvenciách vyplývajúcich z maximálneho točivého momentu pre jednotlivé prevodové stupne, pričom sa skúmali vlastné frekvencie v pásmach určených zubovými frekvenciami ozubených kolies. Preto sú výsledky platné len pre tieto konkrétne podmienky. Frekvenčná odozva sa však môže líšiť pri nižšom točivom momente, inom režime prevádzky alebo pri iných zdrojoch vibrácií, ako sú frekvencie otáčania hriadeľov či ložísk. Rozšírenie alebo posun skúmaného frekvenčného pásma mimo zubových frekvencií by mohlo odhaliť ďalšie rezonancie a modálne javy, ktoré táto analýza nezachytala.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] NAUNHEIMER, Harald; BERTSCHE, Bernd; RYBORZ, Joachim a NOVAK, Wolfgang. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design, and Application. 2.* Berlin: Springer Verlag, 2021. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [2] ZHANG, Yi a MI, Chris. *Automotive Power Transmission Systems.* Wiley, 2018. ISBN 978-1-118-96481-1.
- [3] HILGERS, Michael a ACHENBACH, Wilfried. *Transmissions and Drivetrain Design.* Springer Vieweg, 2021. ISBN 978-3-662-60850-0.
- [4] COSTA, Gustavo a SEPEHRI, Nariman. *Hydrostatic Transmissions and Actuators: Operation, Modelling and Applications.* Wiley, 2015. ISBN 978-1-118-81889-3.
- [5] FISCHER, Robert; KÜCÜKAY, Ferit; JÜRGENS, Gunter; NAJORK, Rolf; POLLAK, Burkhard et al. *The automotive transmission book.* Powertrain (Springer). Cham: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-37937-1.
- [6] SMITH, J. Derek. *Gear noise and vibration.* Mechanical engineering. New York: Marcel Dekker, 1999. ISBN 0-8247-6005-0.
- [7] TŮMA, Jiří. *Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures.* 1st pub. Automotive series (Wiley). Chichester: Wiley, 2014. ISBN 978-1-118-35941-9.
- [8] MUNRO, R. G. Effect of Geometrical Errors on the Transmission of Motion between Gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings.* 1969, roč. 184, s. 79-84.
- [9] KLEINER, Mendel. *Acoustics and Audio Technology, Third Edition.* 3rd ed. J. Ross Publishing, 2011. ISBN 9781604277241.
- [10] KOHLER, H.; PRATT, A. a THOMPSON, A. Dynamics and Noise of Parallel-Axis Gearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings.* 1969, roč. 184, s. 111-121.
- [11] FURLEY, A.; JEFFERIS, J. a SMITH, J. Drive trains in printing machines. *Vibrations in rotating machinery.* 1980, s. 239-245.
- [12] PALMER, D. a MUNRO, R. Measurements of transmission error, vibration and noise in spur gears. *British Gear Association Technical Congress.* 1995.
- [13] BYRTUS, Miroslav a ZEMAN, Vladimír. On modeling and vibration of gear drives influenced by nonlinear couplings. *Mechanism and Machine Theory.* 2011, roč. 46, s. 375-397. ISSN 0094-114X.

- [14] TŮMA, Jiří. Gearbox noise and vibration prediction and control. *International Journal of Acoustics and Vibration*. 2009, roč. 14, s. 99–108.
- [15] TAYLOR, James I. *The Gear Analysis Handbook: A Practical Guide for Solving Vibration Problems in Gears*. VCI, 2000. ISBN 0-9640517-1-0.
- [16] ZHANG, Qiancheng; YANG, Xiaohu; LI, Peng; HUANG, Guoyou; FENG, Shangsheng et al. Bioinspired engineering of honeycomb structure – Using nature to inspire human innovation. In: *Progress in Materials Science*. 74. 2015, s. 332-400. ISSN 0079-6425. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.pmatsci.2015.05.001>.
- [17] WAHL, Laurent; MAAS, Stefan; WALDMANN, Danièle; ZÜRBES, Arno a FRÈRES, Patrick. Shear stresses in honeycomb sandwich plates: Analytical solution, finite element method and experimental verification. In: *Journal of Sandwich Structures & Materials*. SAGE Publications, 2012, s. 449-468. ISSN 1099-6362. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/1099636212444655>.
- [18] SAVANNAH BEE COMPANY. What is Honeycomb?. online. In: SAVANNAH BEE COMPANY. Savannahbee. Dostupné z: <https://savannahbee.com/en-ca/blogs/the-latest-buzz/what-is-honeycomb>. [cit. 2025-05-22].
- [19] Honeycomb structure. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Honeycomb\\_structure](https://en.wikipedia.org/wiki/Honeycomb_structure). [cit. 2025-05-22].
- [20] ARGOSY INTERNATIONAL. *5000 Series Aluminum Honeycomb Core*. online. In: Argosy International. Dostupné z: <https://www.argosyinternational.com/products/honeycomb/5000-series-aluminum-honeycomb/>. [cit. 2025-05-22].
- [21] L. K., Nguyen, a spol. Design and Application of Honeycomb Materials in Structural Engineering. Online. *Composite Structures*. 2019, roč. 227, s. 1-12. [cit. 2025-05-22].
- [22] PARK, J. W, a spol. Advancements in Honeycomb Structures: Manufacturing and Application. Online. *Journal of Materials Science and Technology*. 2020, roč. 36, č. 5, s. 711-720. [cit. 2025-05-22].
- [23] IBIDEN. *What are DPF Substrates?*. online. In: IBIDEN. Dostupné z: <https://www.ibiden.com/product/ceramics/merchandise/dpf/>. [cit. 2025-05-22].
- [24] JACOBSEN, Finn; POULSEN, Torben; RINDEL, Jens; GADE, Anders a OHLRICH, Mogens. *Fundamentals of acoustics and noise control*. 2008. ISBN 9781118636176.
- [25] ROSSING, Thomas a FLETCHER, Neville. *Principles of vibration and sound*. New York: Springer-Verlag, 1995. ISBN 0387943048.

- [26] DE SILVA, Clarence W. *Vibration and shock Handbook*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. ISBN isbn0-8493-1580-8.
- [27] NĚMEČEK, Pavel. *Akustická diagnostika*. online. In: . Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1848>. [cit. 2025-05-22].
- [28] *Akustika, vznik a šíření zvuku, frekvenční analýza a syntéza, sluchový vjem zvukového signálu*. online. In: . Dostupné z: [http://www.anatomie-varhan.cz/texty/varhany/anatomie/pistaly\\_akustika.htm](http://www.anatomie-varhan.cz/texty/varhany/anatomie/pistaly_akustika.htm). [cit. 2025-05-22].
- [29] WORLD HEALTH ORGANIZATION. Environmental noise guidelines for the European Region. WHO Regional Office for Europe, 2018. ISBN 978-92-890-5356-3.
- [30] STANSFELD, Stephen A. a MATHESON, Mark P. Noise pollution: Non-auditory effects on health. Online. British Medical Bulletin. 2003, roč. 68, č. 1, s. 243–257. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1093/bmb/ldg033>. [cit. 2025-05-22].
- [31] NORTON, M. P. *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. Cambridge [England]: Cambridge University Press, 1989. ISBN isbn0-521-34148-5.
- [32] BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: Modální zkoušky*. online. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní: Studijní materiály pro studijní obor Aplikovaná mechanika Fakulty strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2758-2. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2758-2.pdf>. [cit. 2025-05-22].
- [33] *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. 2nd ed. Editor István L. VÉR, editor Leo L. BERANEK. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 0-471-44942-3.
- [34] *Co je akustický výkon a akustický tlak?*. online. In: DAIKIN. Dostupné z: [https://www.daikin.cz/cs\\_cz/casto-kladene-otazky/co-je-akusticky-vykon-akusticky-tlak.html](https://www.daikin.cz/cs_cz/casto-kladene-otazky/co-je-akusticky-vykon-akusticky-tlak.html). [cit. 2025-05-22].
- [35] HE, Jimin a FU, Zhi-Fang. *Modal Analysis*. 1. Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 978-0-7506-5079-3.
- [36] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. Vyd. 2. České vysoké učení technické v Praze, Strojní fakulta: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02333-8.
- [37] HINES, L. J. Improvement of Modal Analysis Techniques for Complex Structures. Online. Engineering Mechanics. 2020, roč. 72, č. 1, s. 56-67. [cit. 2025-05-22].
- [38] SMITH, J.; TAYLOR, M. a ROBINSON, R. Experimental Modal Analysis for Bridge Structures. Online. Journal of Bridge Engineering. 2018, roč. 24, č. 3, s. 201-213. [cit. 2025-05-22].

- [39] JOHNSON, R. a DAVIS, A. Resonance and Fatigue in Steel Bridges: A Modal Analysis Approach. Online. Journal of Structural Integrity. 2020, roč. 37, s. 112-123. [cit. 2025-05-22].
- [40] LIU, Z.; WANG, X. a ZHANG, Y. Simulation-Based Structural Optimization for Bridge Design. Online. Computational Mechanics. 2021, roč. 58, s. 423-435. [cit. 2025-05-22].
- [41] FRANKOVSKÝ, Peter. Využitie modálnej analýzy pri diagnostike vibrácií strojných zariadení. online. In: . Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2011, s. 7. Dostupné z: <https://www.sjf.tuke.sk/transferinovaciai/pages/archiv/transfer/19-2011/pdf/178-184.pdf>. [cit. 2025-05-22].
- [42] BELÁK, Kristián. Určení NVH parametrů skříně převodovky. online, Diplomová práce, vedoucí Kamil Řehák. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2018. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=175126](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=175126). [cit. 2025-05-22].
- [43] HIBBELER, Russell. Engineering Mechanics: Dynamics. 14. Pearson, 2015. ISBN 9780133915389.
- [44] ZHANG, Y.; LIU, H. a WANG, D. Harmonic response analysis of high-speed rotating machinery using FEM. Online. Mechanical Systems and Signal Processing. 2021, č. 150, article 107294. [cit. 2025-05-22].
- [45] ANSYS INC. *Chapter Ten: Harmonic Analysis*. online. 2005. Dostupné z: <https://slidetodoc.com/chapter-ten-harmonic-analysis-harmonic-analysis-chapter-overview/>. [cit. 2025-05-22].
- [46] MORGAN, Kelly. *Shock & Vibration using ANSYS Mechanical*. online. 2015. Dostupné z: [https://www.academia.edu/28871377/Shock\\_and\\_Vibration\\_using\\_ANSYS\\_Mechanical\\_Outline](https://www.academia.edu/28871377/Shock_and_Vibration_using_ANSYS_Mechanical_Outline). [cit. 2025-05-22].
- [47] FÜRICH, Adam. *Optimalizace skříně převodovky pro elektrická vozidla z ohledem na vyzařovaný hluk*. online, Diplomová práce, vedoucí Kamil Řehák. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2021. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=232199](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=232199). [cit. 2025-05-22].
- [48] ZHANG, Y., a spol. Advanced Simulation of Gearbox NVH Using Multibody Dynamics. Online. Mechanical Systems and Signal Processing. 2022, č. 154, article 107555. [cit. 2025-05-22].

- [49] MÜLLER, T., a spol. Application of Multibody Dynamics for NVH Analysis of Transmission Systems. Online. Journal of Sound and Vibration. 2019, č. 455, s. 226-241. [cit. 2025-05-22].
- [50] YANG, H., a spol. Dynamic Simulation of Gearbox Vibration and Its Effect on Noise Performance. Online. Noise and Vibration Control Engineering. 2019, roč. 3, č. 2, s. 103-118. [cit. 2025-05-22].
- [51] LIU, Q., a spol. Frequency Response Analysis of Gearbox Vibration Using Multibody Dynamics. Online. Journal of Mechanical Design. 2018, roč. 140, č. 9, article 091704. [cit. 2025-05-22].
- [52] HE, X., a spol. Optimization of Transmission System NVH Characteristics Using Multibody Dynamic Simulation. Online. Journal of Noise Control Engineering. 2021, roč. 69, č. 6, s. 435-446. [cit. 2025-05-22].
- [53] ZHOU, X., a spol. Optimization of Gearbox Noise and Vibration Characteristics Using Multibody Dynamics Simulation. Online. Journal of Mechanical Engineering Science. 2020, roč. 234, č. 7, s. 1-15. [cit. 2025-05-22].
- [54] *Toyota gearbox tech info – W58 / R154 / V160 / V161*. online. In: Eat sleep BOOST. Dostupné z: <https://www.eatsleepboost.lt/tech-info/jz-tech-info/toyota-gearbox-tech-info-w58-r154/>. [cit. 2025-05-22].
- [55] *Toyota V160 Transmission (Getrag 233): Basic Specs, Gear Ratios, Parts and Oils*. online. In: Vehicle Runs. 2019. Dostupné z: <https://vehicleruns.com/toyota-v160-transmission-getrag-233/>. [cit. 2025-05-22].
- [56] KILIAN, Alexander. *V160 6-speed manual transmission (GETRAG 233) - Complete Assembly*. online. In: GrabCad. 2019. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/v160-6-speed-manual-transmission-getrag-233-complete-assembly-1>. [cit. 2025-05-22].
- [57] GETRAG CORPORATE GROUP. *Corporate history*. online. In: GETRAG CORPORATE GROUP. Getrag.de. 2008. Dostupné z: <https://web.archive.org/web/20080131163151/http://getrag.de/en/27>. [cit. 2025-05-22].
- [58] *Toyota Supra specs: A80 Targa Single Turbo V160*. online. In: Supracabra. Dostupné z: <https://supracabra.com/fun-blog/toyota-supra-specs-supracabra/>. [cit. 2025-05-22].
- [59] Toyota Supra. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Toyota\\_Supra](https://en.wikipedia.org/wiki/Toyota_Supra). [cit. 2025-05-22].
- [60] *SUPRA SPECS*. online. In: NEW ZEALAND MKIV SUPRA. 2009. Dostupné z: <http://mkiv.supras.org.nz/specs.htm>. [cit. 2025-05-22].

- [61] BRANCH, BEN. *A Low-Mileage 1993 Toyota Supra Twin Turbo 6-Speed – A Japanese Holy Grail*. online. In: Silodrome. 2020. Dostupné z: <https://silodrome.com/toyota-supra-twin-turbo/>. [cit. 2025-05-22].
- [62] Nissan Skyline GT-R. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Nissan\\_Skyline\\_GT-R](https://en.wikipedia.org/wiki/Nissan_Skyline_GT-R). [cit. 2025-05-22].
- [63] FINGER, Michael. *Nissan Skyline R34 GT-R V.Spec II Nur*. online. In: Pas Mag. 2013. Dostupné z: <http://www.pasmag.com/features/rides/3300-2002-nissan-skyline-r34-gtr-V%C2%B7spec-ii-nur>. [cit. 2025-05-22].
- [64] *Z-tune*. online. In: Nismo. Dostupné z: [https://www.nismo.co.jp/Z-tune/data\\_e/6.html](https://www.nismo.co.jp/Z-tune/data_e/6.html). [cit. 2025-05-22].
- [65] *Nismo Skyline*. online. In: Evo. 2005. Dostupné z: [https://www.evo.co.uk/carreviews/evocarreviews/56351/nismo\\_skyline.html](https://www.evo.co.uk/carreviews/evocarreviews/56351/nismo_skyline.html). [cit. 2025-05-22].
- [66] CELICASUPRA.COM. Getrag 6 speed Specifications. Online. CELICASUPRA.COM. Toyota Celica Supra Forum. 2011. Dostupné z: <https://www.celicasupra.com/threads/getrag-6-speed-tranny-specifications.64227/>. [cit. 2025-05-22].
- [67] GENTA, G. *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*. Elsevier, 2003. ISBN 978-0750647746.
- [68] ZHANG, S. a LIEU, J. Vehicle tire-road friction modeling and measurement. Online. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2002, roč. 216, č. 3, s. 233–244. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1243/0954407021531764>. [cit. 2025-05-22].
- [69] LIU, K. a LI, Z. Aluminum Alloys for Die Casting Applications: An Overview of Al-Si-Cu and Al-Si-Mg Alloys. Online. Journal of Materials Science & Technology. 2020, roč. 42, s. 1-18. [cit. 2025-05-22].
- [70] SZCZEPANIAK, G., a spol. The influence of heat treatment on mechanical properties of 16MnCr5 steel used for transmission elements. Online. Archives of Metallurgy and Materials. 2018, roč. 63, č. 2, s. 831–835. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.24425/122408>. [cit. 2025-05-22].
- [71] ZHANG, Y.; ZHANG, Z. a XU, F. Experimental Modal Analysis of Gearbox Housing and Its Application in Finite Element Model Update. Online. Electronics. 2020, roč. 9, č. 21, article 4571. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/electronics9214571>. [cit. 2025-05-22].

- [72] ZHANG, X. a YANG, Y. Influence of Wall Thickness on the Quality of Aluminum Alloy Transmission Case Castings. Online. *Journal of Materials Engineering and Performance*. 2020, roč. 29, č. 10, s. 6397-6404. [cit. 2025-05-22].

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrýchlenie
$A$	[m]	amplitúda harmonického pohybu
$AWD$	[-]	All-wheel drive - Pohon všetkých kolies
$b$	[N.s.m <sup>-1</sup> ]	tlmenie kontaktu zubov
$B$	[N.s.m <sup>-1</sup> ]	matica tlmenia sústavy
$c$	[N.m <sup>-1</sup> ]	tuhosť kontaktu zubov
$CAD$	[-]	Computer-aided design - Projektovanie pomocou počítača
$CFD$	[-]	Computational fluid dynamics - Výpočtová dynamika tekutín
$CO_2$	[-]	oxid uhličitý
$CVT$	[-]	Continuously variable transmission - Kontinuálna variabilná prevodovka
$c_v$	[N.s.m <sup>-1</sup> ]	tlmenie sústavy
$c_{vzd}$	[m. s <sup>-1</sup> ]	rýchlosť zvuku vo vzduchu
$DCT$	[-]	Dual-clutch transmission - Dvojspojková prevodovka
$DPF$	[-]	Diesel particulate filter - Filter pevných častíc
$DSG$	[-]	Direct shift gearbox - Dvojspojková prevodovka
$E$	[Pa]	Youngov modul pružnosti
$f$	[Hz]	frekvencia harmonického pohybu
$f_n$	[Hz]	zubová frekvencia
$F$	[N]	budiaca sila
$\mathbf{F}$	[N]	vektor aplikovaného zaťaženia
$F(t)$	[N]	okamžitá sila v čase $t$
$f_0$	[Hz]	frekvencia otáčania ozubeného kolesa
$FEA$	[-]	Finite element method - Metóda konečných prvkov
$f_{GMF}$	[Hz]	Gear meshing frequency - Frekvencia ozubenia
$f_{HTF}$	[Hz]	Hunting tooth frequency - Frekvencia loviacich zubov
$F_S$	[N]	sila pôsobiaca v mieste opory hriadeľa
$F_T$	[N]	sila pôsobiaca pozdĺž osi pôsobenia
$g$	[m. s <sup>-1</sup> ]	gravitačné zrýchlenie
$gcd$	[-]	greatest common divisor – najväčší spoločný deliteľ
$i$	[-]	Prevodový pomer
$I_0$	[W.m <sup>-2</sup> ]	referenčná hodnota akustickej intenzity

$I_{max}$	[W.m <sup>-2</sup> ]	maximálna akustická intenzita
$IoT$	[-]	Internet of Things - Internet vecí
$J$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment zotrvačnosti
$\mathbf{K}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	matica tuhosti sústavy
$k_s$	[N.m <sup>-1</sup> ]	tuhosť sústavy
$L_I$	[dB]	hladina akustickej intenzity
$L_p$	[dB]	hladina akustického tlaku
$m$	[kg]	hmotnosť
$\mathbf{M}$	[kg]	matica hmotnosti sústavy
$M$	[N.m]	krútiaci moment
$MBS$	[-]	Multibody system – Viactelový systém
$MDOF$	[-]	Multiple Degree of Freedom - Viacero stupňov voľnosti
$MKP$	[-]	Metóda konečných prvkov
$m_n$	[-]	normálny modul ozubenia
$m_{RED}$	[kg]	redukovaná hmotnosť
$MSUP$	[-]	Modal superposition method - metóda modálnej superpozície
$N$	[-]	počet stupňov voľnosti
$n$	[-]	počet zubov ozubeného kolesa
$n_i$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky i-tého hriadeľa
$n_{max}$	[s <sup>-1</sup> ]	maximálne otáčky hriadeľa
$NVH$	[-]	noise vibration harshness – vibrácie a hluk
$p(t)$	[Pa]	okamžitý akustický tlak
$p_0$	[Pa]	maximálna amplitúda okamžitého akustického tlaku
$p_{re}$	[Pa]	referenčná hodnota akustického tlaku
$p_{rms}$	[Pa]	stredná kvadratická hodnota akustického tlaku
$\bar{p}$	[Pa]	stredná kvadratická hodnota akustického tlaku
$r$	[m]	polomer rozstupovej kružnice
$RPM$	[-]	Revolutions Per Minute - Počet otáčok za minútu
$RMS$	[-]	Root Mean Square – Stredná kvadratická hodnota
$SDOF$	[-]	Single Degree of Freedom - Jeden stupeň voľnosti
$t$	[s]	čas harmonického pohybu
$T$	[s]	perióda
$T_{GMF}$	[s]	gear meshing period - perióda záberu

<i>WHO</i>	[-]	World health organization – Svetová zdravotnícka organizácia
<i>x</i>	[m]	výchylka
$\dot{x}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrýchlenie
$\ddot{x}$	[m.s]	vektor rýchlosti
<i>X</i>	[m]	amplitúda výchylky
<i>z</i>	[-]	počet zubov ozubeného kolesa
$\alpha_n$	[°]	normálny uhol záberu
$\beta$	[°]	uhol sklonu zuba
$\eta$	[-]	účinnosť hnacieho ústrojenstva
$\lambda$	[-]	vlastné číslo
$\lambda_i$	[-]	vlastné číslo i-tého módu
$\mu$	[-]	Poissonova konštanta
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	hustota materiálu
$\varphi$	[°]	fázový uhol
$\phi$	[°]	fázový posun
$\Psi$	[-]	modálna matica
$\Psi_r$	[-]	vlastný vektor r-tého módu
$\omega_0$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	vlastná uhlová frekvencia systému
$\Omega_0$	[s <sup>-1</sup> ]	vlastná frekvencia
$\Omega_{0i}^2$	[-]	vlastná frekvencia i-tého módu
$\Omega_{0r}^2$	[-]	vlastná frekvencia r-tého módu