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

NVH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ PRO ELEKTROMOBILY
NVH OF GEARBOX HOUSING FOR ELECTRIC VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. Jan David
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

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

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

NVH převodového ústrojí pro elektromobily

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S nástupem elektromobility dochází k odstranění dominantního zdroje hluku v podobě spalovacího motoru. Do popředí se tak dostává hluk od dalších komponent, převodového ústrojí nevyjímaje.

Cíle diplomové práce:

Rešerše dostupné literatury.
Provedení výpočtové a experimentální modální analýzy.
Provedení výpočtové a experimentální harmonické analýzy.
Porovnání dosažených výsledků.
Zvýšení úrovně výpočtového modelu.

Seznam doporučené literatury:

TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichster: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.

HOUSER, Donald. The Root of Gear Noise – Transmission Error. Power Transmission Design, 1985. no. 5, pp. 27-30.

SHENG, Gang. Vehicle noise, vibration, and sound quality. Warrendale, Pa.: SAE International, 2012. 492 s. ISBN 978-076-8034-844.

CROCKER, Malcolm. J. Handbook of noise and vibration control. Hoboken, N.J: John Wiley, 2007, 1569 p. ISBN 9780471395997.

SMITH, James D. Gear noise and vibration. New York: Marcel Dekker, INC. 1999. 186 s. ISBN 0-8247-6005-0.

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

V Brně, dne

L. S.

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá stanovením NVH parametrů převodového ústrojí pro elektromobily. Úvod je věnován teoretickým poznatkům z této problematiky. Následně byly změřeny odchylky geometrie převodové skříně pomocí metody 3D skenování. Další část je zaměřená na modální analýzu, která je řešena numerickým přístupem s následným ověřením pomocí experimentu. Při řešení numerického výpočtu byl také zohledněn vliv předpětí šroubů na modální vlastnosti struktury. Poté byla provedena numerická harmonická analýza, jejíž výsledky byly porovnány s experimentálním přístupem. Závěr práce je věnován materiálovému tlumení a porovnání jednotlivých výsledků.

KLÍČOVÁ SLOVA

NVH parametry, materiálové tlumení, modální analýza, harmonická analýza, převodová skříň

ABSTRACT

This master’s thesis deals with determination of NVH parameters of the gearbox housing for electric vehicle. The introduction part is focused on the theoretical knowledge of this issue. Subsequently, the deviations of geometry on the gearbox were measure by 3D scan method. The next part of thesis is focused on the modal analysis, which is solved by numerical approach and followed by experimental verification. During the numerical calculation solving, the influence of the screw preloading on the modal properties of the structure, was also taken into account. Numerical harmonic analysis was then performed and the results were compared with the experimental approach. The conclusion is devoted to material damping and comparison of the individual results.

KEYWORDS

NVH parameters, material damping, modal analysis, harmonic analysis, gearbox housing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DAVID, Jan. *NVH převodového ústrojí pro elektromobily*. Brno, 2020. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124461. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 s. Vedoucí práce Kamil Řehák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 11. září 2020 ……..……..…………………………………………..

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl obzvláště poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za jeho trpělivost, odborné vedení, cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat Adamu Fürichovi za jeho spolupráci a všem ostatním zaměstnancům ÚADI. Taktéž bych chtěl poděkovat své manželce, rodině a všem, kteří mi byli nápomocní, jak při vypracovávání této diplomové práce, tak i v průběhu svého dosavadního studia.

OBSAH

Úvod **10**

1 Současný stav poznání **11**
1.1 Porovnání pohonných jednotek automobilů 11
1.2 Zdroje hluku ozubených soukolí 13
1.2.1 Hluk způsobený záběrem ozubených kol 13
1.2.2 Chyba převodu 15
1.2.3 Ostatní zdroje hluku 16

2 Výběr metody řešení **17**
2.1 Modální analýza 17
2.1.1 Analytický výpočtový přístup 18
2.1.2 Numerický přístup 20
2.1.3 Experimentální přístup 21
2.2 Stanovení tlumení 27
2.2.1 Stanovení tlumení pomocí literatury 28
2.2.2 Stanovení tlumení pomocí experimentu 30
2.3 Harmonická analýza 31
2.3.1 Numerický přístup 32
2.3.2 Experimentální přístup 33

3 Model převodové skříně elektromobilu **35**
3.1 3D skenování 35
3.1.1 Princip 3D skenování 35
3.1.2 Příprava skenovaných součástí 35
3.1.3 Kalibrace skeneru 37
3.1.4 Skenování převodové skříně 37
3.1.5 Zpracování naskenovaných objektů 37
..... 38
3.2 Porovnání naskenovaného a referenčního CAD modelu 38

4 Stanovení NVH parametrů převodové skříně **39**
4.1 Numerická strukturální analýza převodové skříně elektromobilu 39
4.2 Numerická modální analýza převodové skříně elektromobilu 42
4.3 Experimentální modální analýza převodové skříně elektromobilu 45
4.4 Experimentální harmonická analýza převodové skříně elektromobilu 50
4.5 Numerická harmonická analýza převodové skříně elektromobilu 58

Závěr **64**

Seznam použitých zkratek a symbolů **69**

ÚVOD

V současné době prochází automobilový průmysl velkými změnami. Hlavním důvodem je značný nátlak legislativy na množství produkce emisí CO_2, což v řadě případů vede výrobce automobilů ke hledání způsobů, jak tyto emise minimalizovat. Mezi tyto způsoby lze zařadit kupříkladu spalování alternativních paliv, použití hybridních jednotek či čistě elektrických pohonů. Právě elektromobilita je jedním z nejrozšířenějších směrů, kterým se dnešní automobilový průmysl vydává. To s sebou nese spoustu nových úskalí, kterými je potřeba se zaobírat. Jedna taková velká oblast, kterou je potřeba zkoumat, souvisí právě s produkcí hluku.

V poslední době se v oblasti automobilové dopravy značně zvýšili požadavky na snížení emisí hluku. Jedním z důvodů je právě zpřísňování legislativních předpisů. To má však své důvody, neboť dlouhodobé působení hluku může mít negativní dopad, jak na přírodu, tak i na člověka. Dalším důvodem může být i neustále rostoucí požadavek na zvýšený komfort posádky.

V případě automobilů byl v dřívější době spojován s produkcí hluku zejména spalovací motor. V současnosti se situace pomalu mění, neboť hluk od spalovacího agregátu je vlivem použití pokročilých tlumících materiálů a optimalizací jednotlivých motorových komponent neustále potlačován do ústraní, zejména pak u zážehových jednotek. Tento fakt lze vnímat jako kladný krok dopředu v této oblasti, naproti tomu se však dostávají jiné zdroje hluku do popředí. Situace se o to víc umocňuje obzvláště v oblasti elektromobility, kde již primárním zdrojem hluku není spalovací jednotka, nýbrž hluk vzniká spíše vlivem valení pneumatik, prouděním vzduchu či od převodového ústrojí.

Hluk v převodovém ústrojí primárně vzniká vlivem nerovnoměrnosti záběru ozubených kol, kde se dál skrz jednotlivé komponenty šíří až na samotnou skříň převodovky. Z převodové skříně se může dál šířit na další přidružené komponenty. Stejně tak se může hluk šířit z ostatních agregátů právě na převodovou skříň, která je často tvořena velkými plochami, které jsou náchylné na vznik vibrací. Díky tomuto se převodové ústrojí může stát dominantním zdrojem hluku.

Skříň převodového ústrojí je nezbytné navrhnout tak, aby při jejím provozu byly co nejvíc eliminovány vibrace a hluk, které jsou hodnoceny pomocí tzv. NVH parametrů (z angl. noise vibration harshness – vibrace a hluk). V reálném provozu nelze všechny tyto parametry zcela potlačit, a tak je důležité alespoň vyhodnotit, které jsou pro provoz převodové skříně v určité frekvenční oblasti kritické a které je naopak možné zanedbat. Toho lze docílit použitím modální a harmonické analýzy, a to za pomocí numerického výpočtu na bázi konečných prvků, který je vhodné dále srovnat a ověřit prostřednictvím experimentálního měření.

1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Myšlenka elektromobility pramení již ze 20. století, kdy vznikaly první elektromobily, avšak s klesající cenou ropy a s vynálezem elektrického startéru došlo k hromadnému rozšíření automobilů se spalovacími motory, a to díky Henrimu Fordovi, který přiblížil cenu automobilu pro většinu spotřebitelů. Od té doby dominovala vozidla se spalovacími motory do té doby, než došlo ke ropné krizi a zároveň k prvním enviromentálním ohlasům, které byly vyvolány velkým nárůstem skleníkových plynů (GHG). Vzhledem k neustále se snižujícím zásobám fosilních paliv a obavám o budoucnost životního prostředí se začaly automobilky navracet k myšlence elektrických vozidel (EV). Zajímavostí je, že odvětví transportu tvoří zhruba 23 % z celkového podílu skleníkových plynů. Tento fakt vedl ke vzniku emisních norem. V rámci Evropské Unie platí emisní normy Euro, které se poslední dobou zaměřují zejména na emise CO_2, přičemž pro současnost platí norma Euro 6d-TEMP a od roku 2021 budou tyto normy ještě přísnější (CO_2 95 g/km). V současnosti se automobilky dostaly na hodnotu okolo 120 g/km CO_2. Tento fakt přispívá ve prospěch elektrifikaci automobilů, neboť snížení produkce CO_2 u spalovacích motorů je limitováno termodynamikou. V dnešní době se této mezi blížíme čím dál víc a už se nelze moc kam posunout, proto výrobci začali hromadně investovat do vývoje elektromobilů. Důležité je však dodat, že záměna spalovacího motoru za elektro motor nemá výrazný vliv na pokles skleníkových plynů, neboť elektrickou energii je zapotřebí někde vyrobit, ve většině případů v jaderných či tepelných elektrárnách, které mají taktéž výrazný vliv na tvorbu skleníkových plynů. Jedinou cestou, jak elektrická vozidla zbavit přílišné ekologické zátěže, je získávání elektrické energie z obnovitelných zdroj. [1] [2]

Navzdory obavám spotřebitelů, mezi něž patří nízký dojezd, malá rychlost dobíjení baterií a vysoká cena, se počet prodaných elektrických vozidel rok od roku zvyšuje. Tomuto přispívá kupříkladu neustále se zvyšující dojezd elektromobilů (v dnešní době se některé modely dostávají přes hodnotu 400 km na jedno nabití), dále rozšiřující se infrastruktura rychlonabíjecích stanic a klesající pořizovací cena elektromobilů. Velkým benefitem elektromobilů je elektrický motor, který na rozdíl od spalovacího motoru je konstrukčně jednoduší, prostorově méně objemnější, lehčí a servisně méně náročnější. [1] [2]

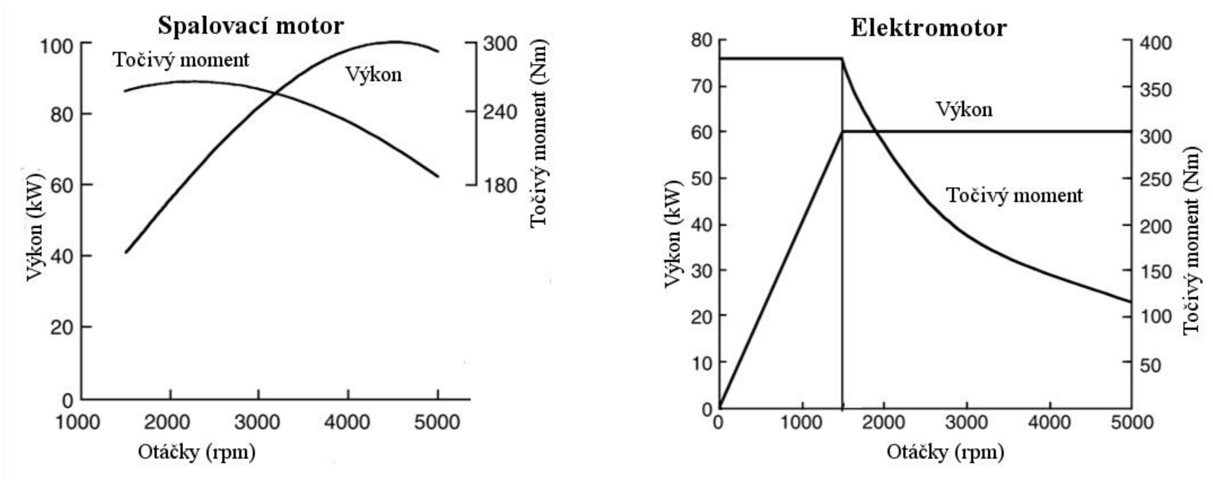
1.1 POROVNÁNÍ POHONNÝCH JEDNOTEK AUTOMOBILŮ

V současnosti se používají zejména 2 druhy pohonných jednotek, a to buď spalovací motor anebo elektromotor, případně jejich kombinace. V tomto případě tedy hovoříme o hybridní jednotce.

Spalovací motor potřebuje k provozu elektrickou jednotku, která ho uvede do volnoběžných otáček, což jsou jeho minimální otáčky, od kterých může pracovat. Se zvyšujícími otáčkami se zvyšuje výkon. Křivka točivého momentu je poměrně plochá a maximum točivého momentu se nachází zhruba v jedné třetině (individuální pro každý spalovací motor) otáčkové charakteristiky viz Obr. 1, což vyžaduje převodové ústrojí s více převodovými stupni, aby byl motor provozován v ideálních podmínkách, a byl tak co nejekologičtější. Rozsah otáček spalovacích motorů je ve většině případů menší než u elektromotoru. [1]

Elektromotor nepotřebuje žádnou další externí jednotku, neboť je schopen funkce od nulových otáček až do svého maxima. Velkou předností elektromotoru je jeho průběh točivého momentu,

který má své maximum již od minima svých otáček a se zvyšujícími otáčkami klesá, jak lze vidět na Obr. 1. [1]



Obr. 1 Typické výkonové charakteristiky spalovacího zážehového motoru (vlevo) a elektromotoru (vpravo) [1]

Výkon se zvyšujícími se otáčkami postupně roste, až dosáhne svého maxima, poté je konstantní. Tento fakt zapříčiňuje, že ve většině případů není zapotřebí využít více převodových stupňů. Rozsah otáček elektro motoru je značně větší, což sice umožnuje zástavbu pouze jednostupňové převodovky, avšak za cenu nárůstu otáček. Vysoké otáčky elektromotoru s sebou přináší nové výzvy k řešení. [1] A to z hlediska:

VIBRACÍ A HLUKU

Zvýšení otáček elektromotoru vede ke zvýšení rychlosti ozubených kol, což má za následek četnější kontakty zubů za sekundu. Záběr ozubených kol způsobuje hluk, který vzniká chybou převodu (viz kapitola 1.2.2). Ke zvýšení hluku můžou přispívat i jiné závady způsobené zvýšením rychlosti ozubených kol. Tyto záležitosti je zapotřebí řešit obzvláště u elektrických a hybridních vozidel, kde je tento hluk značně dominantní. Na rozdíl od vozidel se spalovacími motory, kde je hluk od záběru ozubených kol skryt hlukem chodu spalovacího motoru. Se vzrůstajícím zájmem o elektrické a hybridní pohony vozidel se zvyšují taktéž nároky na šíření vibrací a hluku. Tato problematika je mezinárodně označována zkratkou NVH (Noise Vibration and Harshness). S neustále rostoucími nároky na NVH je taktéž vyvolán větší zájem o počítačové simulace této problematiky, neboť je úspornější provést konstrukční změny na modelu než samotné testování prototypů. [2]

PRODUKCE TEPLA

S rostoucím množstvím kontaktů mezi ozubenými koly za sekundu dochází ke vzniku tepla, které je vyvoláno zejména třecími silami mezi jednotlivými povrchy ozubených kol. Proto je nezbytné zajistit dostatečné chlazení, aby nedošlo k nežádoucímu zvýšení teploty a následnému poškození systému. [2]

MAZÁNÍ

Vysoká rychlost ozubených kol může způsobovat potenciální problémy s mazáním. To se projevuje zhoršenou přilnavostí oleje na kontaktní plochu ozubených kol, což vede k výraznému zvýšení míry opotřebení v důsledku nedostatečného mazání. [2]

LOŽISEK

Ložiska jsou jedním z nejkritičtějších komponentů převodovky. Zvýšení rychlosti otáčení ovlivní funkčnost ložisek, a to z hlediska mazání, produkce tepla, vibrací a dalších faktorů. Náchylnější jsou zejména ložiska s valivými elementy, kde tyto elementy můžou vlivem nadměrného opotřebení způsobovat vibrace a hluk. [2]

TĚSNĚNÍ

Těsnění slouží k udržení oleje v převodové skříni a brání průniku nečistot z okolí. Zvýšení rychlosti otáčení ozubených kol způsobí značné komplikace mezi těsněním a rotačním hřídelem. Vlivem zvýšené rychlosti dochází k častějšímu kontaktu mezi povrchy třecích se těles, a dochází tak k prudšímu nárůstu teploty, kterému musí těsnění odolávat, aniž by ztratilo své vlastnosti. [2]

1.2 ZDROJE HLUKU OZUBENÝCH SOUKOLÍ

Hluk lze definovat jako nežádoucí zvuk, který se snažíme potlačit. Hluk se u převodového ústrojí projevuje zejména vibracemi převodové skříně. Vibrace pramenící ze záběru jednotlivých ozubených kol jsou dominantním zdrojem hluku převodovek. Největší důsledek na to má chyba převoda (TE – transmission error). Mezi další jevy, které mají vliv na hlučnost převodového ústrojí, patří proměnná tuhost ozubení během záběru kol, rázy při vstupu zubů do záběru, axiální výkyv v záběru, tření mezi zuby, komprese vzduchu a maziva. [2] [3]

1.2.1 HLUK ZPŮSOBENÝ ZÁBĚREM OZUBENÝCH KOL

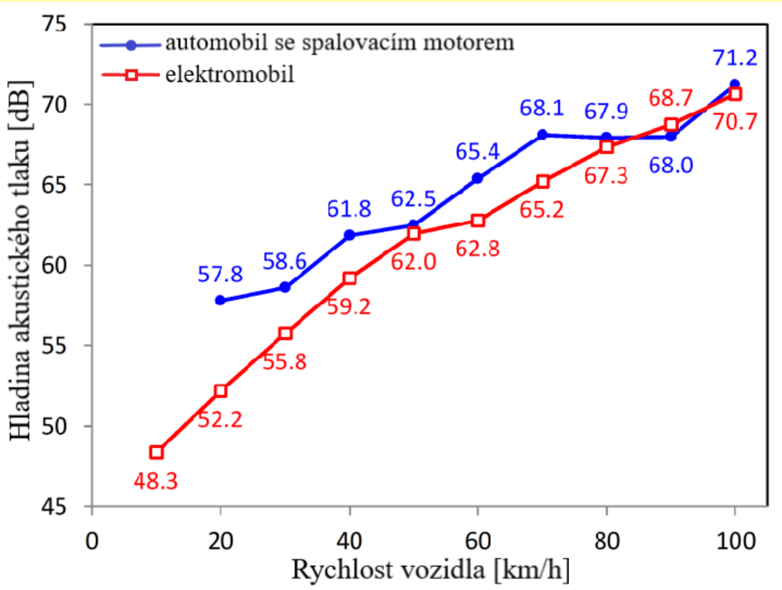
Vibrace vybuzené záběrem ozubených kol se přenáší skrz hřídel na ložiska a z ložisek na samotnou skříň převodovky. Skříň převodovky může být citlivá na tyto vibrace, a tak může docházet ke vzniku hluku, obzvláště pokud obsahuje velké plochy, které jsou na vibrace citlivější. Příčinou vzniku vibrací je dynamická síla. Tato síla může nezávisle měnit svoji amplitudu, působiště či směr. Nejpodstatnější je změna amplitudy, která u evolventního ozubení zapříčiňuje proměnlivost tuhosti a vznik rázů při vstupu zubů do záběru. Tyto rázy způsobují deformaci úchylek roztečí a profilu zubů od teoretických hodnot. Sekundární vliv je přikládán skluzovým rychlostem, které vznikají při záběru evolventních ozubených kol. Tento proces je popsán valením a smýkáním, kde při vniknutí zubu do záběru vzniká nejprve smykové tření, které postupně přechází do valení, kde změní svůj směr a znovu dochází k nárůstu smykového tření. Díky prudké změně těchto třecích sil dochází ke vzniku vibrací na ozubeném soukolí. Hluk vzniká také přenášením strukturou. Tento hluk je způsobený vibracemi přenášenými ze skříně převodovky skrz uložení až na samotnou karoserii. Karoserie obsahuje

spoustu velkých ploch, které po vybuzení působí jako reproduktory. Pro snížení vibrací přenášených ze skříně převodovky na karoserii se používají tlumiče vibrací, které se montují na držáky převodovky mezi skříň a karoserii. [2] [3] [4]

Se záběrem ozubení je spojeno spoustu hluků, avšak nejvýznačnější je „kvílení“, respektive „hvízdání“. Tento děj je způsoben zubovou frekvencí a jejími násobky. Tento hluk je vnímán jako tonální, a to díky periodickému záběru ozubených kol. Pro člověka je tento hluk mnohem nepříjemnější než hluk s náhodnou charakteristikou. [2] [3]

Dalším hlukem je „řinčení“. Tento hluk pochází od záběru kol bez zatížení, kdy ozubená kola nepřenáší žádný výkon, a tak vibrují v rozsahu nevymezené vůle. Řinčení způsobuje značné problémy u převodovek s více převodovými stupni, kde po přeřazení dochází k rozdílu rychlosti na výstupu. Nízkofrekvenční kolísání točivého momentu, které vyvolává spalovací motor nebo elektromotor, má taktéž vliv na řinčení při záběru nezatížených ozubených kol. Pro jednostupňové převodovky, které se v současnosti vyskytují v elektromobilech, řinčení nehraje zásadní roli, tak jako u vícestupňových převodovek. Mezi ostatní zdroje hluku patří taktéž hluk způsobený nevyvážeností hřídelů. Ten zapříčiňuje vznik nízkofrekvenčních vibrací, které po náběhu zařízení zmizí. Příčina toho hluku je vyvolána poruchami valivých elementů ložisek. [2] [3]

Pro porovnání hluku převodového ústrojí mezi vozidlem s elektromotorem a spalovacím motorem bylo provedeno několik studii a bylo zjištěno, že hladina akustického tlaku se liší pouze při nízkých rychlostech. Při vyšších rychlostech je hlavním zdrojem hluku hluk vznikající kontaktem pneumatiky s vozovkou. Podle zdroje [5] dochází při nižších rychlostech tvorbě dominantního hluku od převodového ústrojí, který u elektromobilů dosahuje nižší hladiny oproti vozidlům se spalovacím motorem, jak lze vidět na Obr. 2. Dále bylo dokázáno, že u elektromobilů se vyskytuje nejvyšší hladina hluku ve středních až vysokých frekvencích, konkrétně 500 – 2000 Hz pro střední a nad 2000 Hz pro vyšší. Tyto zvuky mohou být značně nepříjemné, neboť se zpravidla projevují jako jediný tón. [2]

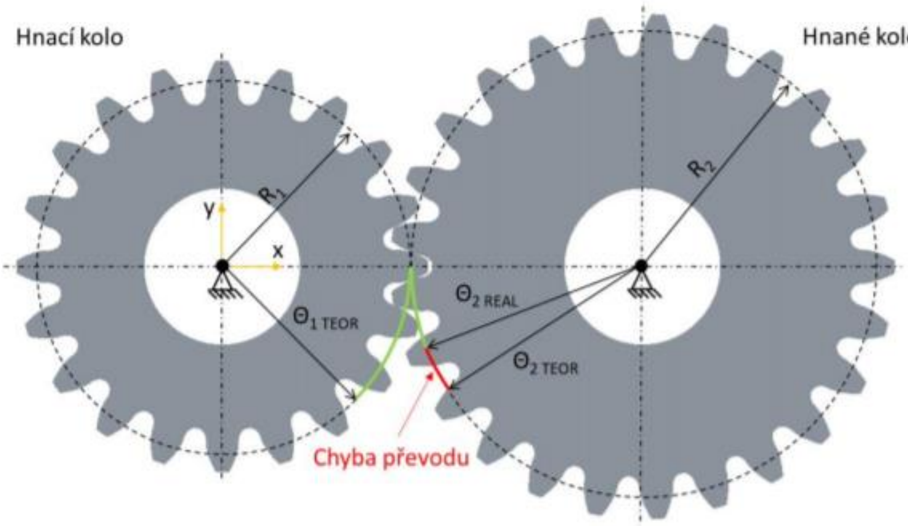


Obr. 2 Srovnání hluku mezi automobilem se spalovacím motorem a elektromobilem [5]

Podle nejnovějších studií je hlavním zdrojem hluku chyba převodu a musí být snížena na co nejmenší možnou úroveň. Existuje tak několik způsobů, jak snížit chybu převodu a s ní spjatý hluk. Mezi řešení patří kupříkladu mikro modifikace boku zubu, zvětšení úhlu sklonu zubu a zvětšení šířky ozubeného kola. [2]

1.2.2 CHYBA PŘEVODU

Chyba převodu vyjadřuje rozdíl mezi skutečnou a teoretickou pozicí hnaného ozubeného kola. Udává se v jednotkách mikrometrů (μm) nebo v jednotkách úhlových (radiány). Chybu převodu lze rozdělit na statickou a dynamickou. Statická chyba převodu vzniká vlivem působení statických sil, které jsou vyvolány zejména měnícím se počtem zubů v záběru a nepřesnou výrobou (chyba rozteče zubu, chyba profilu zubu, mírou opotřebení apod.). Dynamická chyba převodu je vyvolána působením zatížení za rotace (deformací zubů, ohybem hřídelů), kde je zapotřebí brát v úvahu hmotnost ozubených kol a jejich setrvačnost. U ozubeného soukolí vznikají odchylky od správné výstupní polohy způsobené změnou tuhosti ozubení. Tuhost ozubení je dána tuhostí zubů, které jsou v kontaktu a její změna závisí na poloze otáčení ozubeného kola. Tuhost záběru ozubení způsobí, že se v konečném důsledku ozubená kola vychýlí a tím se zvětší rozteč mezi jimi. Do záběru vstoupí tak nezatížený zub dříve a způsobí náraz na spoluzabírající zub. To vyvolá ráz na hlavě zubu, který se dále šíří strukturou. Tímto vzniká chyba převodu, která je vyobrazena na Obr. 3. [2] [4] [6]



Obr. 3 Znázornění chyby převodu [6]

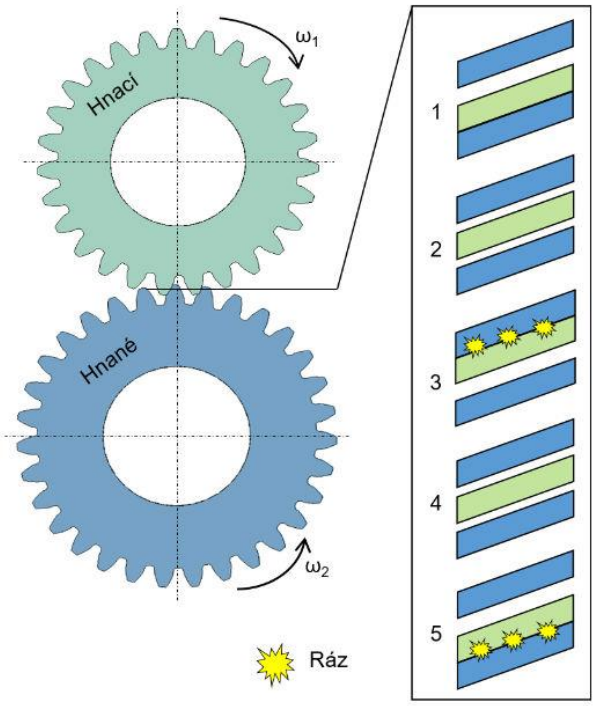
V závislosti na množství zubů v záběru bude síla mezi nimi více rozložena a vychýlení bude menší, pokud bude více zubů v kontaktu, a naopak pokud bude méně, dojde ke zvětšení této výchylky. Kolísání tuhosti ozubení přispívá ke vzniku velkých vibrací, které zvyšují hladinu hluku ozubeného soukolí. Obvyklý způsob, jakým lze tento hluk snížit, je zvýšení počtu zubů v záběru. Díky tomu se sníží nejen hlučnost, ale zároveň i kolísání tuhosti ozubení. [2] [4] [6]

1.2.3 OSTATNÍ ZDROJE HLUKU

Převodové ústrojí obsahuje mnoho komponent, které jsou náchylné na vibrace a hluk. Některé členy se však na produkci hluku nepodílí, ale můžou dopomáhat k přenosu vibrací. Náchylné komponenty na vznik hluku jsou ložiska a hřídele. Hřídele v převodovém ústrojí přenáší vibrace z ozubeného soukolí na ložiska, ze kterých dále putují na převodovou skříň a z ní dále do celé struktury automobilu. Hřídele jsou v převodovém ústrojí nejvíce namáhány na průhyb, a to vlivem záběru ozubených kol. Důležité je také sledovat jejich rovnoběžnost, která je taktéž důležitým aspektem. Na tyto faktory je zapotřebí klást důraz už při jejich samotném návrhu. [4] [7]

Ložiska slouží nejen jako těleso, které přenáší vibrace a hluk dále do sktruktury, ale sama o sobě jej produkují. Toto se týká zejména ložisek s valivými elementy, zejména opotřebených, které vlivem odvalování jednotlivých elementů po nedokonalé vnitřní ploše ložiska produkují vibrace a hluk. Tyto vibrace se projevují jak v nízkofrekvenční pásmu, tak i ve vysokých frekvencích (5 kHz a výše). [4] [7]

Řadící mechanismus je dalším prvkem, který podléhá vibracím a hluku. Mechanismus obsahuje synchronizační kroužky, řadící vidlice, řadící kulisy apod. Mezi těmito součástmi mohou vznikat vůle v uložení, které mají za následek produkci hluku. U ozubení se šikmými zuby vznikají vůle jak v axiálním, tak i v bočním směru a mají za následek vznik rázů, viz Obr. 4. [4] [7]



Obr. 4 Ukázka vzniku rázu vlivem boční vůle [7]

Na vibrace má vliv také mazivo. To se projevuje vznikem uzavřených kapes, jež obsahují mazivo, které nelze vytlačit vlivem malé mezery mezi ozubením. Mazivo se několinásobně za sebou zmáčkne, čímž způsobí nepravidelný chod záběru, a vznikají tak dynamické síly, které působí na ozubení během jeho záběru. [4] [7]

2 VÝBĚR METODY ŘEŠENÍ

Pro stanovení NVH parametrů převodového ústrojí elektromobilu je zapotřebí zvolit vhodnou metodu řešení. Jelikož většina problematiky, která pochází z praxe, potřebuje přesné určení jednotlivých parametrů, zjištění případných provozních stavů a s tím úzce spojených kritických oblastí, je nezbytné tyto problémy popsat a navrhnout změny vedoucí k optimalizaci provozních stavů a celkových nákladů. Vzhledem k výše zmíněným aspektům bude tato práce koncipována jako kombinace výpočtového, respektive numerického a experimentálního přístupu. Nejdříve je však potřeba se s jednotlivými metodami a jejich přístupy seznámit.

2.1 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza se řadí mezi podstatné nástroje dynamiky, díky kterému lze zkoumat chování kmitání strojního zařízení včetně jeho jednotlivých komponentů. Cílem modální analýzy je nalezení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitání konkrétního tělesa. Výpočet se provádí pomocí řešení soustavy diferenciálních rovnic, kdy výsledkem jsou vlastní frekvence kmitání a vlastní vektory.

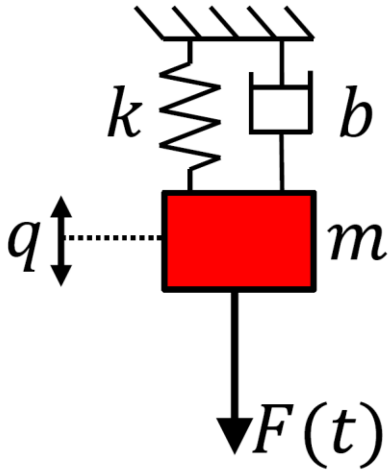
Modální analýza se provádí z několika důvodů. Prvním důvodem je porovnání dat mezi technickým experimentem vykonaným na prototypu a numerickým řešením pomocí metody konečných prvků a následné optimalizace výpočtového modelu tak, aby co nejvíce odpovídal reálnému modelu. Dalším důvodem je zjištění vlastních frekvencí, aby se předcházelo stavu rezonance, tedy stavu, kdy je frekvence kmitání shodná s vlastní frekvencí kmitání zařízení, do kterého by se zařízení nemělo dostat. Ovšem reálně se těmto stavům nelze vždy zcela vyhnout, a tak při návrhu nového prototypu je vhodné provést modální analýzu a na základě jejich výsledků případně pozměnit konstrukci tak, aby jev rezonance byl co nejvíc utlumen. Dále díky vlastním tvarům kmitů lze určit místa s největší výchylkou a na základě změny geometrie modelu je minimalizovat. Také lze výsledky analýzy použít pro identifikaci poruchových míst včetně jejich lokace. [7] [8]

U převodového ústrojí dochází k značné komplikovanosti, a to kvůli tzv. zubové frekvenci, která vzniká buzením od záběru ozubených kol. Její hodnoty se pohybují nejčastěji v řádu jednotek kHz, přičemž záleží zejména na provozních podmínkách a geometrii. Začátek působení této frekvence se může přiblížit až k hodnotě 0 Hz, což je stav, kdy se komponenty převodového ústrojí neotáčí. To evokuje, že buzení od záběru ozubených kol se projevuje v celém frekvenčním spektru, zatímco frekvence vznikající otáčením hřídelů se obvykle dosahuje hodnot okolo 150 Hz. V praxi to znamená, že nejsme schopni se vyhnout resonančním frekvencím při užívání převodového ústrojí, a tak je nezbytné tyto vlastní tvary způsobené kmitáním analyzovat, v ideálním případě i včetně velikostí amplitudy. Tímto se, ale dostáváme k harmonické analýze (viz kap. 2.3). [7]

Modální analýzu lze principiálně činit více způsoby, a to za pomocí: analytického výpočtového přístupu, numerického přístupu za pomoci MKP anebo pomocí technického experimentu.

2.1.1 ANALYTICKÝ VÝPOČTOVÝ PŘÍSTUP

Při výpočtu modální analýzy se obecně uplatňuje model volného netlumeného kmitání soustavy. Dalším důležitým aspektem je znalost materiálových charakteristik, a to konkrétně: modul pružnosti v tahu E, hustota materiálu ρ a Poissonova konstanta μ. Při řešení komplexních případů v praxi se užívá systém s více stupni volnosti (MDOF), který se skládá ze sestavy diferenciálních rovnic. Snahou je však sestavit co nejjednodušší model, který bude dosahovat dostatečných výsledků. Díky znalosti dynamiky lze však MDOF rozložit na množinu jednotlivých prvků systému o jednom stupni volnosti (SDOF). Na základě znalostí SDOF je možno řešit komplexnější úlohy. [9]



Obr. 5 Systém s jedním stupněm volnosti [14]

NETLUMENÝ SYSTÉM S JEDNÍM STUPNĚM VOLNOSTI (SDOF)

Dle Obr. 5 je systém složený z hmotného tělesa o hmotnosti m, pružiny o tuhosti k a tlumiče s koeficientem tlumení b. Za předpokladu, že systém není buzen žádným vnějším zatížením ($F(t)=0$) a je netlumený (koeficient b je nulový), má jeho pohybová rovnice podle [10] tvar:

$$m\ddot{q} + kq = 0 \tag{1}$$

Kde $\ddot{q}$ značí zrychlení a q výchylku.

Předpokládané řešení rovnice je:

$$q = ue^{i\omega t} \tag{2}$$

Po dosazení do pohybové rovnice vzniká charakteristická rovnice:

$$-m\omega^2 + k = 0 \tag{3}$$

Tento model má pouze jedno řešení, a to vlastní frekvenci *Ω*, která je stanovena vztahem:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{4}$$

NETLUMENÝ SYSTÉM S VÍCE STUPNI VOLNOSTI (MDOF)

Při řešení reálných technických úloh disponují tělesa více stupni volnosti. Pokud má těleso více stupňů volnosti, potom má i více vlastních frekvencí, což nám model s jedním stupněm volnosti nedovolí řešit. Jelikož nám vznikne velké množství rovnic, tak pro zjednodušení výpočtu je nejčastěji zapisujeme do maticové podoby. Stejně jak u SDOF systému, uvažujeme volné netlumené kmitání. Pak má pohybová rovnice podle [10] pro *n* stupňů volnosti tvar:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{q} = 0 \tag{5}$$

Kde $\boldsymbol{M}$ je diagonální matice hmotnosti o rozměrech $n \times n$ a $\boldsymbol{K}$ je čtvercová matice tuhosti taktéž o rozměrech $n \times n$. Dále $\ddot{\boldsymbol{q}}$ je vektor zrychlení a $\boldsymbol{q}$ vektor výchylky, přičemž oba vektory jsou řádu *n*. Předpokládané řešení je v tomto případě ve tvaru:

$$\boldsymbol{q} = \boldsymbol{u}e^{i\omega t} \tag{6}$$

$$\ddot{\boldsymbol{q}} = -\Omega^2\boldsymbol{u}e^{i\omega t} \tag{7}$$

Přičemž $\boldsymbol{u}$ představuje vektor amplitudy řádu *n*. Dosazením do pohybové rovnice dostaneme po úpravě:

$$(\boldsymbol{K} - \omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{u} = 0 \tag{8}$$

Nutnou a postačující podmínkou je, aby determinant matice systému byl roven nule, a tak jediné netriviální řešení je:

$$det[\boldsymbol{K} - \omega^2\boldsymbol{M}] = 0 \tag{9}$$

Tento determinant je nazývaný jako frekvenční determinant a jeho rozvinutím získáme frekvenční rovnici ve tvaru:

$$a_n\omega^{2n} + da_{n-1}\omega^{2(n-1)} + \cdots + a_1\omega^2 + da_n \tag{10}$$

Řešením této rovnice lze určit *n* hodnot ω^2, což jsou vlastní frekvence soustavy, kterými může harmonicky kmitat. Pakliže dosadíme do rovnice (8) jakoukoliv vlastní frekvenci, lze z ní obdržet odpovídající vektor amplitud. Jelikož vznikne soustava rovnic, která je homogenní, tak jejím řešením bychom dostali nekonečné množství řešení pro u. [10] Díky tomu lze určit pouze vzájemné poměry jednotlivých prvků vlastního vektoru u jako např.:

$$\frac{u_1}{u_1}, \frac{u_2}{u_1}, \frac{u_3}{u_1}, \ldots, \frac{u_n}{u_1}, a\ nebo\ \frac{u_1}{u_2}, \frac{u_2}{u_2}, \ldots, \frac{u_n}{u_2} \tag{11}$$

Takto lze vytvořit n různých posloupností, kdy pro každou jednotlivou vlastní frekvenci určují vlastní tvar kmitání. Na základě toho jsou tyto vektory nazývané jako vlastní vektory, případně modální vektory. Vlastní vektory a vlastní frekvence se sestavují do matic o rozměru $n \times n$, přičemž vlastní vektory se skládají do tzv. modální matice a vlastní frekvence do tzv. spektrální matice, která je diagonální. [10]

2.1.2 NUMERICKÝ PŘÍSTUP

Analytický výpočtový přístup se v praxi často nepoužívá, neboť pří řešení reálných problémů by byl příliš komplexní a dá se reálně použít spíše na hrubý odhad řešení, případně při řešení elementárních úloh. V dnešní době se stanovení modálních vlastností provádí numericky ve výpočtových programech, neboť se jedná o velmi rychlé a uživatelsky přívětivé řešení. Tyto softwary nejčastěji fungují na principu metody konečných prvků (MKP). Mezi nejznámější užívané komerční softwary patří např. ANSYS, ABAQUS, NASTRAN a jiné.

Řešení modální analýzy pomocí metody konečných prvků lze popsat podle [8] v následujících krocích:

- Vytvoření a importování geometrie do MKP softwaru.
- Definice materiálových vlastností modelu – hustota materiálu ρ, Youngův modul pružnosti v tahu E, Poissonova konstanta μ.
- Vytvoření sítě modelu za pomocí vhodného prvku o určité velikosti. Ideální je vytvořit model tak, aby bylo dosaženo co nejlepšího výsledku pří použití co nejmenšího počtu prvků. Čím jemnější síť, tím přesnější řešení, ale tím také delší výpočet.
- Aplikace okrajových podmínek na model s ohledem na mechanické vazby modelu.
- Výběr vhodného řešiče a nastavení počtu hledaných vlastních módů nebo nastavení frekvenčního rozsahu, v jakém chceme danou úlohu řešit.
- Export a zobrazení jednotlivých vlastních frekvencí a s nimi spojené jejich vlastní tvary kmitů.

Modální analýza se ve většině případů uvažuje pro volně uložené těleso. V takovém případě platí, že prvních 6 vlastních modů disponuje buď přímo nulovou, nebo téměř nulovou hodnotou (velmi nízkou hodnotou) frekvence. Těmto šesti vlastním módům připadá právě 6 stupňů volnosti, což pro reálná 3D tělesa odpovídá třem posuvům a třem natočení. Při aplikaci mechanických vazeb, které zamezí všech 6 stupňů volnosti, dojde ke změně modálních vlastností. Výsledné vlastní módy s nulovou frekvencí již nevzniknou a vzniknou pouze vlastní módy s nenulovou frekvencí, jejichž vlastnosti jsou ovlivněny použitými okrajovými podmínkami. Změna uložení související s aplikací mechanických vazeb může mít také vliv na změnu vlastní frekvence při zachování vlastního tvaru kmitání. Numerická modální analýza se nejčastěji kombinuje s experimentálním přístupem, aby došlo k ověření výsledků simulací s reálnými výsledky. Při experimentálním ověření není vždy možné provést modální analýzu volně uloženého tělesa, a proto je zapotřebí ji aplikovat i na pevně uloženém tělese. V reálném

provozu je zapotřebí znát kromě vlivu uložení i vliv okolních zařízení, která jsou na dané těleso připojeny. [7]

2.1.3 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP

Experimentální přístup se nejčastěji využívá proto, aby na základě jeho výsledků byla ověřena korektnost numerického přístupu. V praxi se tyto hodnoty můžou částečně lišit, což může být způsobeno např. odlišnou geometrií výpočtového modelu od reálného, nepřesností výroby daného tělesa či nepřesností materiálových charakteristik. Snahou je optimalizovat výsledky jednotlivých přístupů tak, aby se mezi sebou ideálně co nejméně lišily.

Experimentální modální analýza funguje na principu buzení reálné struktury určitou silou, jejíž průběh a její vibrační odezvu zaznamenáváme. Z hlediska experimentální modální analýzy rozeznáváme podle [11] dva základní modely:

- Odezvový model – Tento model je tvořen maticí frekvenčních odezvových funkcí $H(\omega)$, které popisují odezvu systému na známé buzení.

- Modální model – Obsahuje spektrální matici λ^2 tvořenou vlastními čísly na diagonále a modální maticí ϕ tvořenou vlastními vektory.

Výsledkem experimentálního přístupu je odezvový model. Úpravou dat z něj lze získat modální model, který je hlavním cílem modální experimentální analýzy, neboť tímto modelem lze ověřit výsledek z numerické modální analýzy. [11]

Frekvenční odezvovou funkci $H(\omega)$ neboli frequency response function – FRF lze definovat jako poměr výstupu a vstupu daného signálu, což je vyjádřené podle [11] jako:

$$H(\omega) = \frac{Výstup}{Vstup} = \frac{Pohyb}{Síla} = \frac{Odezva}{Buzení} \tag{12}$$

Pro vyhodnocení FRF je zapotřebí získat absolutní hodnotu $[H(\omega)]$ a fázový úhel $\sphericalangle H(\omega)$. Když je vstupní signál sinusový, potom výstupní signál bude stejně tak sinusový, ale bude posunut o fázový úhel. U FRF se to projeví tak, že vstupní budící síla vyvolá sinusový pohyb o stejné frekvenci s tím, že výstupní signál je vynásoben amplitudou $[H(\omega)]$ a zároveň je posunut o $\sphericalangle H(\omega)$. [7]

Odezvová funkce má jednotlivé odezvové parametry, jimiž jsou výchylka, rychlost a zrychlení. Samotná frekvenční odezvová funkce je pak definovaná pomocí dynamické poddajnosti, pohyblivosti či akcelerace. Přičemž při experimentu se nejčastěji měří FRF pomocí akcelerace, neboť se nejčastěji pro měření modálních vlastností používají právě akcelerometry. V Tab. 1 je zobrazen přehled jednotlivých odezvových parametrů pro různé typy FRF. [7]

Prvek matice frekvenčních odezvových funkcí je definován podle [12] jako:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^{N} \frac{\phi_j^r * \phi_k^r}{\lambda_r^2 - \omega^2} \tag{13}$$

Kde λ_r představuje vlastní číslo r-tého módu, ω značí úhlovou frekvenci, ϕ_j^r označuje j-tý prvek r-tého vektoru vlastních tvarů, ϕ_k^r popisuje k-tý prvek r-tého vektoru vlastních tvarů a N určuje počet módů. Přičemž při experimentální modální analýze je většinou počet zjištěných vlastních módů menší než počet stupňů volnosti, což je způsobené omezeným frekvenčním rozsahem měření. [12]

Frekvenční odezvová funkce		
Odezvový parametr	Standartní $\frac{r}{F}$	Inverzní $\frac{F}{r}$
Výchylka q	Dynamická poddajnost $\frac{q}{F}$	Dynamická tuhost $\frac{F}{q}$
Rychlost $\dot{q}$	Pohyblivost $\frac{\dot{q}}{F}$	Mechanický odpor $\frac{F}{\dot{q}}$
Zrychlení $\ddot{q}$	Akcelerace $\frac{\ddot{q}}{F}$	Zdánlivá hmotnost $\frac{F}{\ddot{q}}$

Tab. 1 Frekvenční odezvová funkce [12]

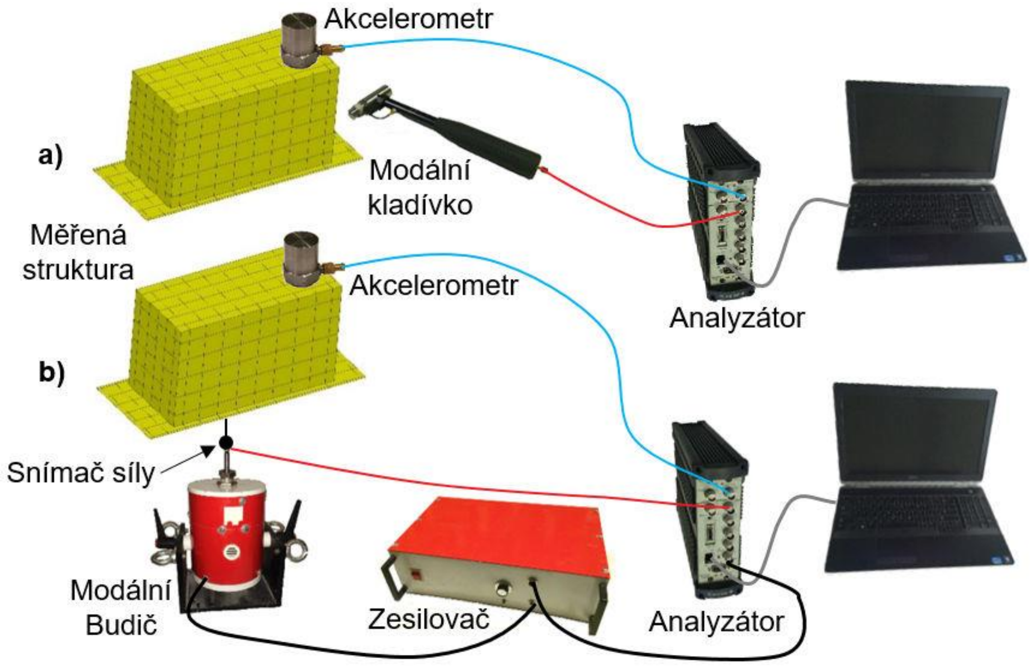
Na základě této rovnice (13) lze provádět experimentální ověření modálních vlastností, neboť spojuje modální vlastnosti systému s jeho odezvovými charakteristikami. Strukturu je možné podle [8] budit dvěma základními způsoby, a to:

- Buzení struktury v jednom bodě, přičemž měření odezvy je aplikováno ve všech bodech dané struktury. V praxi to znamená buzení pomocí modálního budiče vibrací, kde naměřené hodnoty zaznamenáváme do sloupce matice FRF.

- Buzení struktury ve všech bodech, přičemž měření odezvy se provádí pouze v jednom bodě dané struktury. Reálně je buzení prováděno za pomoci modálního kladívka, kde se naměřené hodnoty zaznamenávají do řádku matice FRF.

Schéma měřícího řetězce těchto dvou způsobů buzení je zobrazeno na Obr. 6.

Při měření frekvenční odezvy se určuje také koherence, která popisuje lineární závislost mezi vstupním a výstupním signálem. Tato funkce nabývá hodnot v intervalu od 0 do 1, kdy hodnota blížící se jedné znamená velkou závislost těchto signálů, a naopak hodnoty oscilující okolo nuly značí velmi slabou závislost, což je způsobené šumem. [7]



Obr. 6 Způsob buzení struktury a) pomocí modální kladívka b) pomocí modálního budiče vibrací [7]

PRŮBĚH EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZY

Průběh měření modálních vlastností pomocí experimentu lze popsat na základě [8] takto:

Příprava měřicího řetězce

- Vytvoření sítě měřících bodů na dané struktuře
- Stanovení budícího, respektive měřícího bodu
- Výběr vhodného uložení měřeného tělesa
- Určení způsobu buzení struktury
- Výběr vhodných snímačů (akcelerometry)
- Kalibrace a nastavení snímačů
- Seřízení analyzátoru

Měření modálních vlastností struktury

- Fixace akcelerometru do měřícího bodu
- Vybuzení součásti vybraným budícím zařízením
- Záznam jednotlivých signálů v daných měřících/budících bodech

Analýza dat vzniklých měřením modálních vlastností

ZPŮSOBY ULOŽENÍ MĚŘENÉ STRUKTURY

Způsoby uložení se odvíjí od účelu modální zkoušky a omezujících podmínek plynoucích z reálného provozu, přičemž je rozdělujeme dle [12] na:

- Volné – Provádí se při srovnávání experimentálního a výpočtového modelu. Jedná se o nejjednodušší způsob, jakým lze uložení dané součásti provést.

- Vetknuté – Docílí se pevným uchycením ve zvolených bodech, čímž se celý proces uložení značně zkomplikuje. Důležitým faktem je, že nikdy nejsme schopni dosáhnout dokonalého znehybnění, což pak může způsobovat rozdíly ve výsledcích mezi experimentálním a výpočtovým modelem, které pramení z odlišných okrajových podmínek.

- In situ – Aplikuje se na místě přímo v provozu, kdy je zapotřebí zjistit parametry potřebné pro stanovení modální analýzy ve skutečných podmínkách, přičemž se neprovádí porovnání s teoretickým modelem na základě komplexnosti dané problematiky uložení.

ZPŮSOBY BUZENÍ MĚŘENÉ STRUKTURY

Způsob buzení je podnícen zadáním modální zkoušky, kde je kladen důraz zejména na přesnost a frekvenční rozsah, ve kterém se daná úloha řeší. Na základě [11] rozlišujeme tyto typy signálů:

Buzení za pomoci dynamického budiče vibrací

- Harmonickým signálem
- Náhodným signálem
- Jiným typem signálu

Impulzní buzení

- Modálním kladivem
- Náhlým uvolněním z deformované polohy

BUZENÍ POMOCÍ MODÁLNÍHO KLADÍVKA

Jedná se o velmi rychlý a jednoduchý způsob buzení, který lze provádět i v provozních podmínkách. Kladívko obsahuje snímač síly, který zjišťuje velikost síly na základě zpětného rázu vyvolaného vybuzením struktury. Rozsah vybuzených frekvencí ovlivňuje hmotnost kladívka a tuhost jeho hrotu čili čím je kladívko hmotnější a má méně tužší hrot, tím má větší silový impulz, ale menší frekvenční rozsah. Běžný frekvenční rozsah pro různé druhy kladívek a hrotů se pohybuje zhruba od 100 Hz do 9 kHz. Značným negativem modálního kladívka je jeho omezenost regulace pásma buzení a nemožnost využití frekvenční lupy. Další komplikací je nezbytnost využití váhové funkce, která se aplikuje jak na vstupní, tak i výstupní signál. Pro vstupní signál se užívá přechodové okno, které dopomáhá ke snížení šumu během měření. Kvalita výstupního signálu se vylepšuje použitím exponenciálního vážení, kdy zmenšíme chybu úniku vzniklou vyříznutím daného signálu. Podoba modálního kladívka je zobrazena na Obr. 7. [11] [12]

Obr. 7 Rázové (modální) kladívko [25]

BUZENÍ POMOCÍ DYNAMICKÉHO BUDIČE VIBRACÍ

Mezi nejpoužívanější druhy tohoto zařízení patří elektromagnetický budič viz Obr. 8. V tomto přístroji se převádí vstupní signál na elektromagnetické pole pomocí cívky, která je zároveň propojena jak se strukturou, tak i s budící částí přístroje. Nachází se zde snímač síly, který se stará o měření vybuzené síly, přičemž s rostoucí velikostí budiče roste i jeho síla, avšak za cenu snížení frekvenčního rozsahu. Buzení struktury se provádí skrz budící tyč, která musí být dostatečně tuhá v přímém směru, avšak ohebná ve směrech ostatních a zároveň nesmí být příliš dlouhá, aby nedocházelo k její rezonanci. Dále je potřeba dbát na uložení samotné struktury. Obvykle se užívá volného uložení, aby se zamezilo přenosu reakčních sil od budiče. Velkou výhodou oproti modálnímu kladívku je možnost generovat široké spektrum signálů. Jeden z nejpoužívanějších signálů je signál náhodného šumu, který má různou amplitudu a fázi. [11] [12]

Obr. 8 Dynamický (modální) budič vibrací [24]

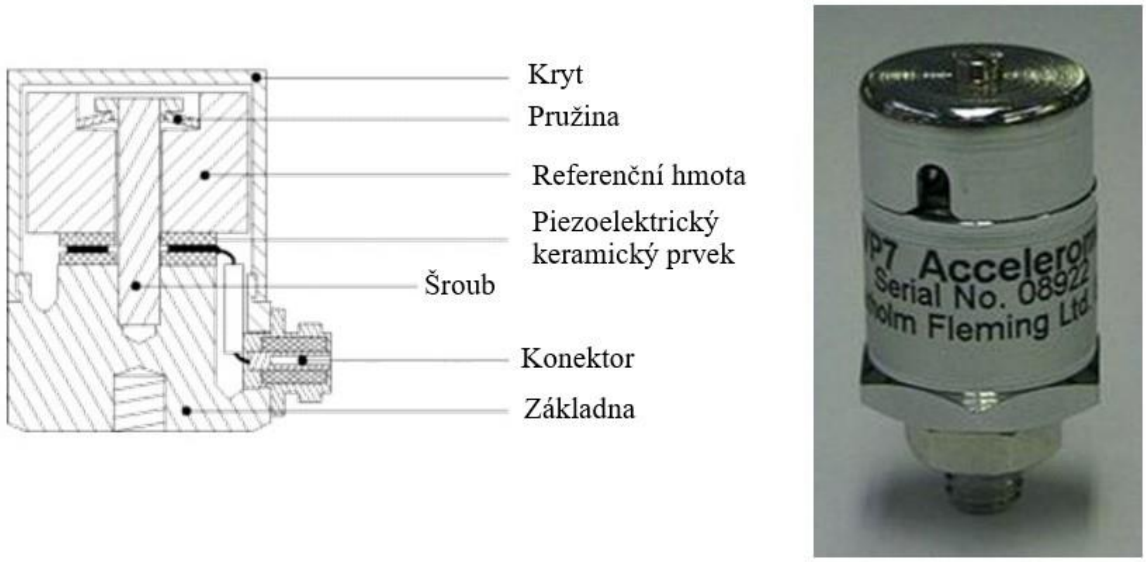
SNÍMAČE ODEZVY

Na základě veličin popisujících kmitavý pohyb se podle [13] v zásadě rozlišují 3 druhy snímačů:

- Snímače výchylky
- Snímače rychlosti (velometry)
- Snímače zrychlení (akcelerometry)

Každý snímač má svůj frekvenční a dynamický rozsah, který je pro každý druh snímačů odlišný. Zvolení vhodného snímače se odvíjí od řešení konkrétního problému (např. měření vibrací rotační součásti či vibrace skříně převodovky) a také od frekvenčního rozpětí i od jeho uchycení. Umístění snímače by nemělo ovlivnit chování struktury, aby nedošlo ke zkreslení výsledků. Dále je zapotřebí brát v potaz vlastní frekvenci snímače, která je ovlivněná zejména velikostí snímače, ale i upevněním snímače ke struktuře. Snímač lze použít do frekvence, která odpovídá zhruba do 1/3 jeho rezonanční frekvence. V současnosti se nejčastěji pro měření modální analýzy používá akcelerometr. Jeho značnou výhodou je jeho měřící rozsah, který je pohybuje již od 1 Hz až po 16 kHz. Oproti tomu velometry mají měřící rozsah pouze od 10–1500 Hz. [12] [13]

Akcelerometr funguje tak, že deformací keramické destičky z piezoelektrického materiálu vzniká elektrický náboj, kde jeho velikost je závislá na jeho deformaci. Tato destička je obklopena dvěma hmotami, kdy jedna je pevná a druhá je setrvačná. Pevná hmota je fixována s pouzdrem snímače, což znamená, že je i zároveň pevně spojena se strukturou měřeného zařízení. Setrvačná hmota je oproti pevné hmotě uložena pružně za pomoci předepjatého šroubu spolu s destičkou, kde tento celek tvoří pružinu o velké tuhosti, což má za následek posunutí rezonanční frekvence do vysokých hodnot. Pevná hmota kmitá zároveň s měřenou strukturou, oproti tomu pružná hmota zůstává v klidu. To vyvolá sílu, která působí na piezoelektrickou součástku, která vlivem deformace vytváří elektrický náboj. Schéma akcelerometru je znázorněno na Obr. 9. [13]



Obr. 9 Schéma a ukázka piezoelektrického akcelerometru [23]

Snímač zrychlení je také nezbytné před měřením zkalibrovat. K tomu slouží kalibrační křivka, ze které lze zjistit citlivost a frekvenční rozsah snímače. Součástí každého akcelerometru je také nábojový předzesilovač, který mění náboj na napětí, protože elektrický náboj nelze přenášet na velké vzdálenosti. Důležitým předpokladem správné funkce akcelerometru je jeho správné uchycení. Proto je zapotřebí, aby povrch, na který bude snímač uchycený, byl dostatečně hladký a plochý, aby se zamezila deformace základny snímače vlivem nevhodného připevnění. Na deformaci základny snímače má také vliv teplotní proměnlivost okolí i nadměrný utahovací moment šroubu, kterým je snímač připevněn. Při upevňování snímače je tedy nezbytné postupovat obezřetně a zvolit vždy nejvhodnější uchycení pro danou situaci. [12] [13]

Podle [13] existuje několik druhů upevnění snímačů:

- Šroubem
- Lepidlem
- Oboustrannou lepící páskou
- Magnetem
- Včelím voskem

Snímače zrychlení lze dále dělit podle typu provedení na tlakový, smykový a ohybový. V dnešní době je nejčastěji používaný typ smykový, neboť je dostatečně citlivý a odolný vůči deformaci základny. [13]

ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU

Výsledný signál z měření modální experimentální analýzy je zpracován v analyzátoru. V zásadě rozlišujeme dva druhy těchto analyzátorů, a to FRA (Frequency Response Analyzer) analyzátor a FFT (Fast Fourier Transform) analyzátor. Funkce FRA analyzátoru spočívá ve filtraci vstupního a výstupního signálu, díky čemuž dosáhneme přesného měření signálu na námi požadované frekvenci. Dále se určí frekvenční odezvová funkce pro konkrétní frekvenci a postupně se změří celé potřebné frekvenční pásmo. Jedná se o hodně přesné, ale velmi zdlouhavé měření, což způsobuje, že tento typ analyzátoru se pro měření modálních vlastností moc nevyužívá. FFT analyzátor měří všechny frekvenční složky signálu najednou, přičemž výstupem je výsledné množství složek, které popisují výchylky v plném rozsahu frekvencí daného signálu. V praxi se využívají dvou, čtyř a více kanálové FFT analyzátory. Tyto analyzátory jsou vždy propojeny s PC, kde se pomocí speciálních softwarů zpracovávají naměřené frekvenční odezvové funkce, ze kterých se následně vyhodnotí parametry sledovaného systému. [12] [13]

2.2 STANOVENÍ TLUMENÍ

Každá reálná soustava, která kmitá, je vždy doprovázena tlumením. To je všeobecně chápáno jako souhrn nevratných dějů, kdy dochází ke ztrátě energie vlivem pohybu systému. Nejčastěji se projevuje vznikem fázového posunu mezi budící silou a amplitudou, dále dochází při rezonanci k vymezení amplitudy. Mezi další projevy patří nárůst teploty soustavy či pozvolný zánik volného kmitání. Běžně rozlišujeme několik typů tlumení. Záleží na tom, co slouží jako tlumící materiál. Ku příkladu existuje viskózní tlumení, kde dochází ke ztrátě energie vlivem

toku tekutiny. Tyto různé druhy tlumení nám popisují tzv. modely tlumení. [14] Podle [15] rozlišujeme tyto modely:

- Coulombovo tření
- Viskózní tlumení
- Proporcionální (Rayleighovo) tlumení
- Modální tlumení

V praxi je však nejdůležitější najít způsob, jakým lze tlumení stanovit. Jsou však pouze dvě možnosti, jak lze tlumení stanovit, a to buď za pomoci experimentu anebo pomocí teorie popsané v literatuře.

2.2.1 STANOVENÍ TLUMENÍ POMOCÍ LITERATURY

Existuje značné množství modelů, které popisují, jak lze stanovit tlumení. Ve většině technických aplikacích se využívá buď proporcionální model tlumení (někdy je nazýván jako Rayleighův model tlumení), který slouží pro výpočet harmonické analýzy pomocí plné metody (kap. 2.3.1), nebo model poměrného tlumení, které se používá pro metodu modální superpozice (viz kap. 2.3.1).

POMĚRNÉ TLUMENÍ

Poměrné tlumení ξ se stanoví jako poměr výsledného tlumení ku kritickému tlumení a podle [15] je definováno jako:

$$b = \xi \cdot b_{kr} = \xi \cdot \sqrt{4km} \tag{14}$$

Přičemž b značí výsledné tlumení a b_{kr} je kritické tlumení.

PROPORCIONÁLNÍ TLUMENÍ

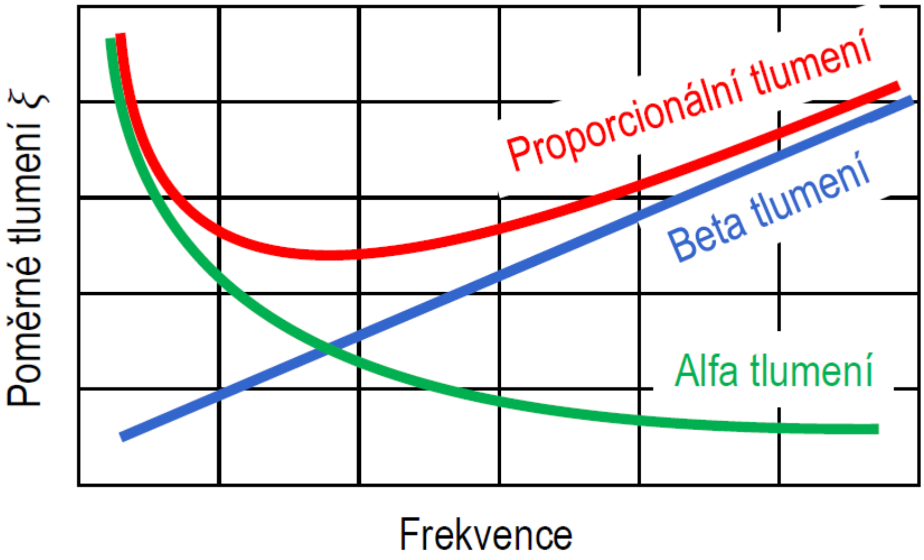
Proporcionální tlumení se využívá pro modelování viskózního tlumení. Pro sestavení matice tlumení se využívají koeficienty tlumení α a β, které slouží jako multiplikátory. Potom podle [15] je matice tlumení definována jako:

$$\boldsymbol{B} = \alpha\boldsymbol{M} + \beta\boldsymbol{K} \tag{15}$$

$\boldsymbol{B}$ je čtvercová matice tlumení, $\boldsymbol{M}$ je diagonální matice hmotnosti, $\boldsymbol{K}$ tvoří čtvercová matice tuhosti. Členy α a β jsou konstanty, kde α zahrnuje vliv konstrukčního tlumení a nabývá hodnot $0 \div 10$. Konstanta β popisuje vliv materiálového tlumení a pohybuje se v rozsahu $0 \div 10^{-5}$. Hodnoty α a β nejsou pro různé případy všeobecně známy a pro výpočet tlumení je musíme určit. Pro jejich určení je nezbytné znát vlastní frekvence a poměrné tlumení. Po dosazení do vztahu (14) a upravení vznikne:

$$\xi = \frac{\alpha}{2\Omega} + \frac{\beta\Omega}{2} \tag{16}$$

Tento vztah vyjadřuje závislost mezi proporcionálním tlumením a poměrným tlumením. Na Obr. 10 lze vidět chování jednotlivých parametrů tlumení v závislosti na poměrném tlumení a frekvenci. [15]



Obr. 10 Závislost poměrného tlumení na frekvenci [15]

TLUMENÍ V SOFTWARU ANSYS

Tlumení v programu ANSYS je popsáno pomocí speciální matice tlumení. Tento typ tlumení se používá zejména pro výpočet harmonické, tlumené modální a transientní analýzy. Tato matice tlumení je popsána podle [16] následovně:

$$\boldsymbol{B} = \alpha\boldsymbol{M} + \beta\boldsymbol{K} + \sum_{j=1}^{N_{mat}} \beta_j \boldsymbol{K}_j + \beta_c \boldsymbol{K} + \boldsymbol{B}_\xi + \sum_{k=1}^{N_{ele}} \boldsymbol{B}_k \tag{17}$$

Kde $\boldsymbol{B}$ je čtvercová matice tlumení, $\boldsymbol{M}$ je diagonální matice hmotnosti, $\boldsymbol{K}$ tvoří čtvercová matice tuhosti. Členy α a β jsou konstanty, které slouží jako multiplikátory proporcionálního tlumení. β_j je multiplikátor matice tuhosti, který zohledňuje vliv různých materiálů, jenž jsou v modelu použity. Dalším členem je multiplikátor matice tuhosti s proměnnou tuhostí β_c, který se používá u harmonické analýzy pro dosažení konstantního tlumícího poměru. Následuje frekvenčně závislá matice tlumení $\boldsymbol{B}_\xi$, kterou lze vypočítat z poměrného útlumu každého jednotlivého módu. Člen $\boldsymbol{B}_k$ tvoří matice tlumení jednotlivých prvků. [16]

2.2.2 STANOVENÍ TLUMENÍ POMOCÍ EXPERIMENTU

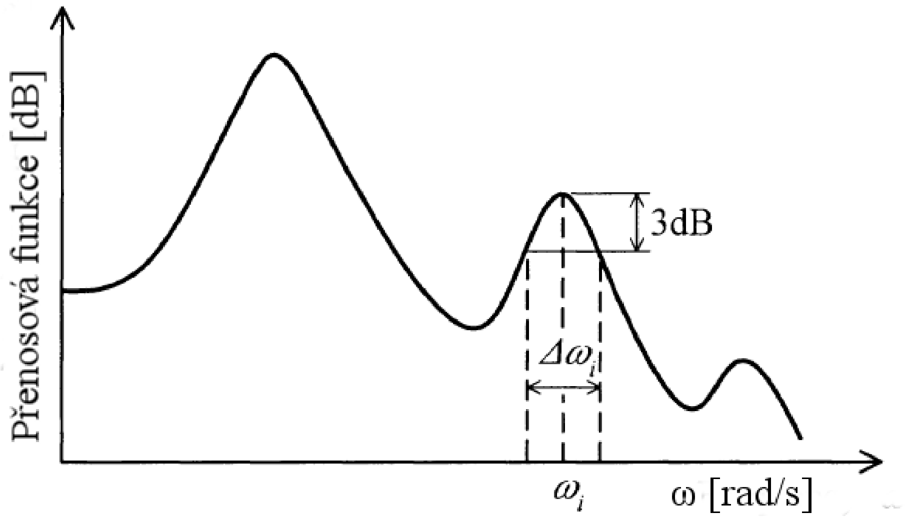
Tlumení se určuje z výsledků modální experimentální analýzy. Výsledkem nebývá přímo tlumení, ale získává se hodnota poměrného tlumení dané struktury, která slouží jako důležitý vstupní parametr pro harmonickou analýzu. Určení poměrného tlumení lze určit více způsoby, přičemž se často používá jednoduchá a poměrně efektivní metoda modální šířky pásma.

METODA MODÁLNÍ ŠÍŘKY PÁSMA

Pomocí této metody se stanoví koeficient poměrného tlumení ξ_i zvlášť pro každý i tvar kmitání, a to podle [17] jako:

$$\xi_i = \frac{\Delta\omega_i}{2\omega_i} \tag{18}$$

Potom $\Delta\omega_i$ vyjadřuje rozdíl mezi dolní a horní hranicí frekvenčního pásma, kde funkční hodnota přenosové funkce $H(\omega)$ klesne o $\frac{1}{\sqrt{2}}$ násobek hodnoty maximální. Maximální hodnota přenosové funkce $H(\omega)$ odpovídá rezonanční frekvenci ω_i v daném pásmu. Pokud je hodnota přenosové funkce vyjádřena v decibelech, tak je snížení rovno poklesu maximální hodnoty této funkce o 3 dB. Princip této metody je zobrazen na Obr. 11. [17]



Obr. 11 Ukázka stanovení tlumení podle metody modální šířky pásma [17]

Tato metoda sice poskytuje dostatečné výsledky, avšak v oblastech, kde poměrné tlumení nabývá vyšších hodnot, dochází ke zkreslení výsledků. Tomu se předchází použitím vhodné aproximační metody. Ve zdroji [18] byla použita aproximační metoda využívající derivaci třetího řádu. Výsledkem této korekce bylo výrazné snížení chyby odhadu tlumení jak v oblastech s malým poměrem tlumení, tak i v oblastech vyšších.

METODA LOGARITMICKÉHO DEKREMENTU

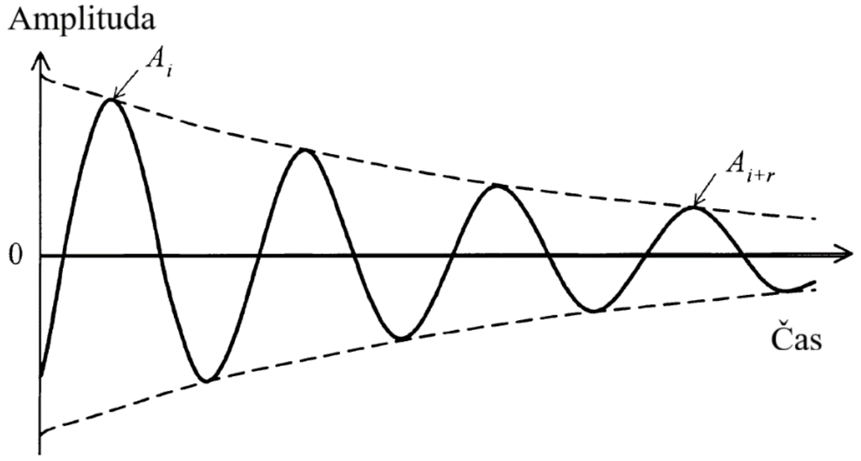
Jedná se o další metodu, jak lze pomocí experimentu určit tlumení. Základem této metody je určení tzv. logaritmického dekrementu, který se stanoví jako poměr amplitudy signálu A_i ku amplitudě A_{i+r}, jež poklesla vlivem postupného zániku signálu o počtu r cyklů v čase. Potom logaritmický dekrement δ je vyjádřen podle [17] vztahem:

$$\delta = \frac{1}{r}\ln\left(\frac{A_i}{A_{i+r}}\right) = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \tag{19}$$

Potom poměrný útlum lze vyjádřit z předchozího vztahu dle [17] jako:

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1+(2\pi/\delta)^2}} \tag{20}$$

Pro snazší orientaci je princip této metody zobrazen na Obr. 12.



Obr. 12 Ukázka stanovení tlumení pomocí metody logaritmického dekrementu [17]

Tato metoda předpokládá chování soustavy o jednom stupni volnosti. U soustavy s více stupni volnosti lze poměrné tlumení určit pro každý mód za předpokladu, že při počátečním buzení dochází k postupnému zániku signálu primárně v jednom módu kmitání. [17]

2.3 HARMONICKÁ ANALÝZA

Harmonická analýza se oproti modální analýze liší v pojetí pohybové rovnice, přičemž u harmonické analýzy jsou navíc zahrnuty členy obsahující tlumení a vnější zatížení daného systému. To se projevuje vynuceným tlumeným kmitáním sledovaného systému. Vzniklá rovnice popisující tento systém pro více stupňů volnosti (MDOF) má podle [15] tvar:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{B}\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{q} = \boldsymbol{F} \tag{21}$$

Kde $\boldsymbol{B}$ je čtvercová matice tlumení o rozměrech $n \times n$, $\boldsymbol{F}$ značí matici vnějšího zatížení a $\dot{\boldsymbol{q}}$ je vektor rychlosti.

Harmonická analýza se provádí zejména tam, kde jsou daná tělesa namáhána periodickými (sinusovými) silami při různých frekvencích, což v praxi mohou být třeba spalovací motory, převodová ústrojí, kompresory, čerpadla či komponenty vystavené víření, jako jsou lopatky turbíny. Cílem této analýzy je hledání ustálených odezev pomocí harmonických signálů v dané frekvenční doméně.

Lze říct, že harmonická analýza navazuje na modální analýzu, která je doplněna o výše zmíněné parametry. Řešení této problematiky si vyžaduje použití náročnějších výpočtových modelů. Vzhledem ke komplexnosti této problematiky se příliš nevyužívá analytický přístup řešení. Využívá se zejména numerický přístup kombinovaný s experimentálním ověřením, jako tomu bylo u modální analýzy.

2.3.1 Numerický přístup

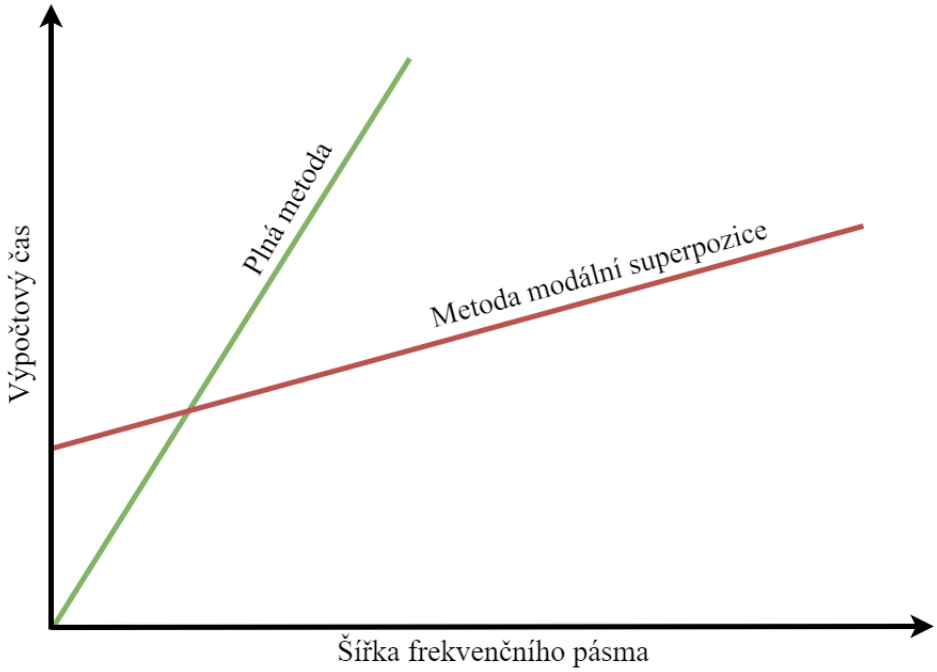
Numerický model harmonické analýzy je do značné míry podobný numerickému modelu modální analýzy, ze kterého vychází. Je však nezbytné definovat několik důležitých dílčích kroků, a to konkrétně:

- Volba výpočtového přístupu a určení frekvenčního intervalu, ve kterém se bude daná úloha řešit.
- Aplikace okrajových podmínek včetně silového zatížení daného tělesa s ohledem na výběr vhodného uložení.
- Definování materiálového tlumení dané struktury.

Pro výpočet harmonické analýzy jsou na výběr v prostředí ANSYS dva přístupy, a to konkrétně plná metoda a metoda modální superpozice.

Plná metoda

Pomocí této metody jsou pohybové rovnice řešeny přímo v uzlových souřadnicích, obdobně jako při řešení lineární statické analýzy. Uzlové body jsou rovnoměrně rozloženy skrz celé frekvenční pásmo. Leč se jedná o metodu nenáročnou na použití, tak její značnou nevýhodou je, že pro každou frekvenci je zapotřebí stanovit matici tuhosti (velký počet DOF), což v řade případů vede k mnohem delšímu výpočtu než u metody modální superpozice, jak lze vidět na Obr. 13. Plná metoda nenavazuje na předešlou modální analýzu a počítá zcela nezávisle, což umožnuje použít libovolné zatížení harmonického průběhu, respektive jakékoliv posunutí. Pro popis tlumení využívá proporcionální model, viz kap. 2.2.1. Výsledkem jsou amplitudy výchylek, fázový posun výchylek a amplitudy napjatosti v závislosti na frekvenci, přičemž vše je provedeno v jednom kroku. [15] [19] [20]



Obr. 13 Srovnání výpočtových časů jednotlivých metod pro harmonickou analýzu

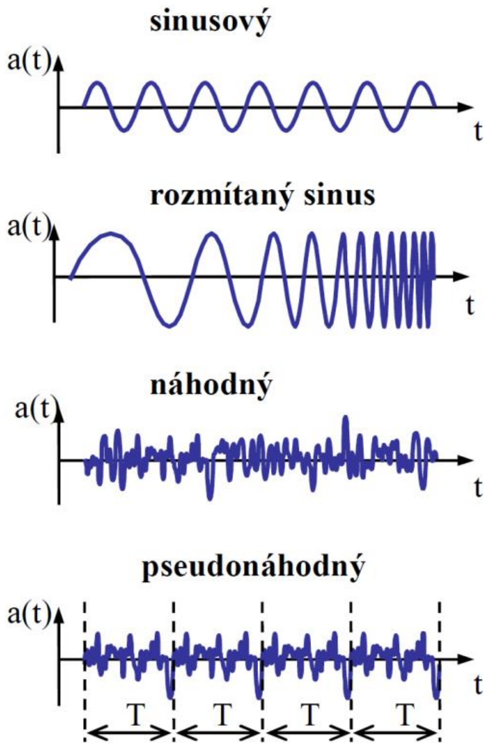
METODA MODÁLNÍ SUPERPOZICE

Metoda modální superpozice využívá k řešení harmonické analýzy modální souřadnice, které získá na základě předchozího výpočtu modální analýzy, do které je možné zahrnout předpětí. Navzdory předchozímu výpočtu modální analýzy se jedná o mnohem rychlejší a efektivnější metodu oproti plné metodě. Na základě výpočtu modální analýzy jsou známy vlastní frekvence struktury, díky čemuž může docházet k seskupování těchto hodnot pomocí tzv. clusteru namísto rovnoměrného rozložení výsledků. Z toho pramení výhoda, neboť nedojde k přeskočení vrcholné hodnoty výchylky vlivem rovnoměrného rozložení bodů. Mezi nevýhody se řadí nemožnost použití libovolných posuvů, neboť posuvy musí být vždy nulové. Dále je nezbytné při výpočtu napjatosti použít dva kroky. Tlumení je zde popsáno pomocí modelu, který využívá pro výpočet poměrné tlumení, viz kap. 2.2.1. Výsledkem jako v předchozím případě jsou amplitudy výchylek, fázový posun výchylek a amplitudy napjatosti v závislosti na frekvenci, akorát je výpočet proveden ve dvou krocích. [15] [19] [20]

2.3.2 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP

Při řešení experimentální harmonické analýzy se postupuje obdobně jako při stanovení experimentální modální analýzy (viz kap. 2.1.3). K buzení struktury se častěji využívá modální budič vibrací na místo modálního kladívka, přičemž zásadní rozdíl nastává až při vyhodnocování zaznamenaných dat.

Pomocí harmonické analýzy se zjišťuje konkrétní odezva struktury na předem daný budící signál. Ten vytváří elektromagnetický budič vibrací, jehož velkou předností je právě možnost zvolení vhodného vstupního budícího signálu. Celkově si lze vybrat z celé škály různých budících signálů. Na Obr. 14 lze vidět základní typy budících signálů.



Obr. 14 Základní typy budících signálů [12]

Před samotným měřením jednotlivých ustálených stavů se většinou provádí tzv. harmonický sweep, což je v podstatě buzení sinusovým signálem, které se v čase mění skrz celé vyšetřované frekvenční spektrum. Harmonický sweep se užívá ke korekci resonančních frekvencí mezi modálním kladívkem a modálním budičem vibrací.

Odezva struktury je zkoumána pro předem stanovené vlastní módy pomocí snímačů zrychlení v oblastech, kde je zaznamenáno maximální kmitání. Zároveň je buzené těleso zkoumáno i z hlediska akustiky, kde za pomoci mikrofonů je snímán hluk z jednotlivých resonančních frekvencí, který je srovnáván s amplitudami jednotlivých snímačů zrychlení, což vede k ještě přesnějšímu určení vlastních frekvencí. Výsledky experimentální harmonické analýzy jsou pak s numerickým řešením srovnávány na základě amplitudo-frekvenční charakteristiky, která slouží k popisu velikosti jednotlivých výchylek vlivem kmitání struktury při dané frekvenci.

Značným omezením modálního budiče vibrací je nemožnost docílit konstantní amplitudy budící síly skrz celé frekvenční spektrum, což pramení z jeho fyzikálních vlastností, neboť některé z jeho komponent můžou během buzení struktury procházet skrz své rezonanční pásmo (např. budící tyčinka).

3 MODEL PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

U vyšetřované převodové skříně byl k dispozici fyzický model, tak i 3D dokumentace. Jelikož je tato diplomová práce zaměřena na srovnání výpočtového modelu s experimentálním přístupem, bylo zapotřebí ověřit přesnost vyrobeného modelu převodovky oproti CAD modelu. Ověření proběhlo za pomocí procesu reverzního inženýrství, a to konkrétně pomocí 3D skenování.

3.1 3D SKENOVÁNÍ

Ke skenování bloku převodového ústrojí byl využit bezkontaktní 3D skener ATOS Compact Scan 2M, který se nachází na ústavním pracovišti. Součástí 3D skenovacího zařízení byl také otočný stůl, který usnadňoval pořizování jednotlivých snímků.

3.1.1 PRINCIP 3D SKENOVÁNÍ

Tento 3D skener funguje na principu projekce strukturovaného světla a je tvořen jedním projektorem a dvěma kamerami s CCD čipem. Skenovací zařízení je nutné nejdříve zkalibrovat. Kalibrují se zvlášť jak kamery, tak i samotný projektor. Dále dochází k projekci strukturovaného světla, kdy se nejčastěji promítají proužky binárního nebo Grayova kódu či jejich modifikace na skenované těleso, které je následně snímáno kamerami. Následuje proces dekódování, kdy se zpracovávají jednotlivé snímky a za pomoci triangulace dochází ke vzniku bodů v prostoru, tzv. mračna bodů. Toto mračno se dál zpracovává pomocí polygonizačních algoritmů a dochází k rekonstrukci povrchu skenovaného modelu.

3.1.2 PŘÍPRAVA SKENOVANÝCH SOUČÁSTÍ

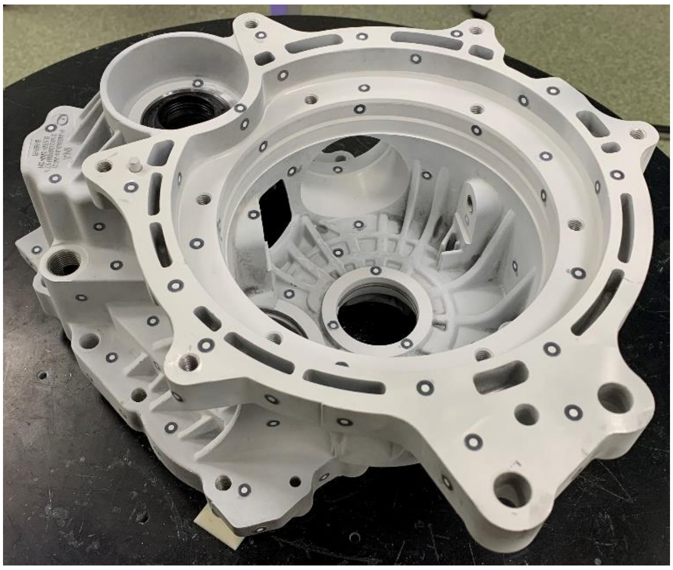
Než došlo k samotnému procesu skenování, bylo nezbytné jednotlivé díly převodové skříně důkladně očistit a odmastit, viz Obr. 15, neboť jakákoliv nečistota či olejová skvrna způsobuje vznik nepřesností v naskenovaném modelu.

Obr. 15 Čištění dílů převodové skříně před 3D skenováním

Dalším krokem bylo nalepování referenčních bodů, které se používají ke složení jednotlivých snímků do jednoho celku. Samotné referenční body se umísťují na rovné plochy, jež jsou skenerem dobře viditelné a je nezbytné je rozmístit náhodně (nesymetricky) po celém povrchu skenované součásti, viz Obr. 17. Pro pořízení snímku je zapotřebí zachytit minimálně tři a více referenčních bodů, aby se jednotlivé snímky mezi sebou dobře provázaly.

Obr. 16 Převodová skříň s nalepenými referenčními body

Pro dosažení dobrých výsledků 3D skenování je ideální, aby byl povrch co nejvíce matný. Námi skenovaný povrch je však velmi lesklý, což by mohlo vést ke značným nepřesnostem rekonstruovaného povrchu. Tomu lze předejít nanesením antireflexního křídového povlaku, který tyto lesklé povrchy zmatní, jak lze vidět na Obr. 17. Důležité je nanést co nejmenší, ale zároveň dostatečně matnou vrstvu povlaku, aby nedošlo k degradaci tvaru součásti. Většinou se tento povlak nanáší až po nalepení referenčních bodů, protože by na křídovém spreji nalepené body nedržely. Dále bylo nezbytné tyto body důkladně očistit, jinak by je skener nemusel zachytit.



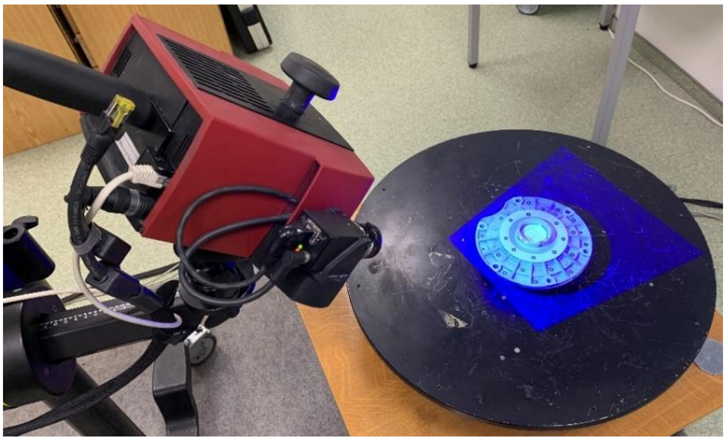
Obr. 17 Převodová skříň s matným křídovým povlakem

3.1.3 KALIBRACE SKENERU

Kalibrace se provádí podle kalibrační příručky, která je dodána ke skeneru. Kalibraci je doporučeno provést před každým měřením, aby se správně vymezily pozice a orientace projektoru a kamer. V zásadě se kalibruje pomocí kalibračních desek, které jsou dodány výrobcem v různých velikostech v závislosti na velikosti a přesnosti skenovaného objektu. Důležité je také dbát na to, aby bylo zařízení pevně fixováno a nedocházelo v jeho okolí k vibracím podlahy, neboť se jedná o velmi přesné zařízení, které je velmi citlivé i na mírné otřesy. [21]

3.1.4 SKENOVÁNÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

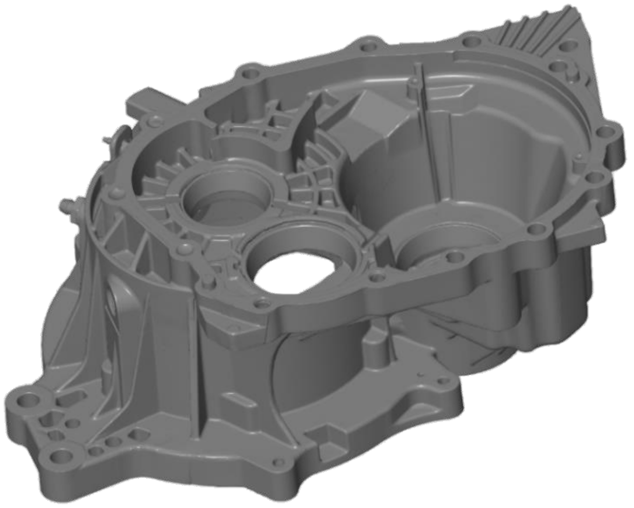
Před samotným skenováním, bylo zapotřebí zahřát projektor na provozní teplotu. Poté následovalo skenování, kde bylo hlavním cílem pořídit dostatečný počet skenů z různých pozic a úhlů. Pro dosažení co nejlepších snímků bylo nezbytné často změnit polohu hlavy skeneru a využívat rotační stůl. Celý proces skenování byl poměrně časově náročný a vzhledem ke komplexnosti jednotlivých dílů bylo zapotřebí pořídit značné množství skenů. Celkově bylo pořízeno přes 100 snímků pro každý jednotlivý díl, nicméně našla se i taková místa, která šla skenovat velmi obtížně a výsledný sken neměl dostatečnou kvalitu. Byla to zejména místa v oblasti žeber, prohlubní či děr, kde použitá sada optiky již narážela na své limity. Na Obr. 18 lze vidět typický průběh skenovaní součásti.



Obr. 18 Ukázka skenování objektu

3.1.5 ZPRACOVÁNÍ NASKENOVANÝCH OBJEKTŮ

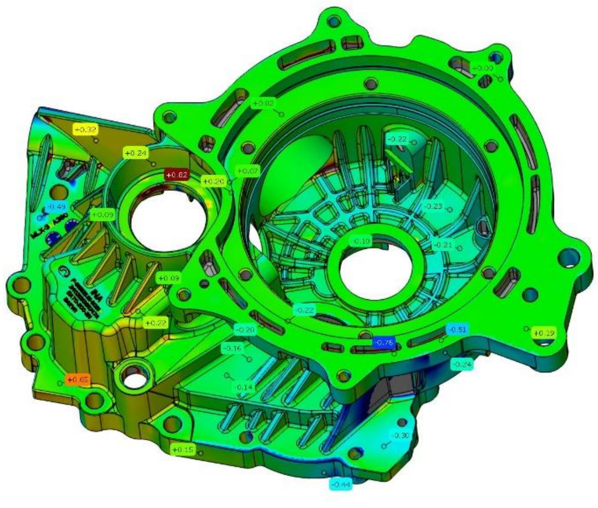
Po naskenování bylo zapotřebí jednotlivé díly postupně upravit. K tomu byl využit komerční software GOM Inspect 2019, který obsahuje mnoho nástrojů usnadňujících rekonstrukci povrchu jednotlivých dílů. Upravování polygonální sítě naskenovaných objektů bylo poměrně komplexní záležitostí, neboť bylo zapotřebí nejdříve odstranit nežádoucí polygony. Poté přišlo na řadu uzavíraní jednotlivých děr v síti a doplňování chybějících ploch. Také bylo třeba brát ohled na jemnost sítě a následně ji vyhladit a zároveň opravit chyby, které v ní vznikly. Výsledkem těchto procesů je celistvá polygonální síť, která byla následně exportována do formátu .stl. Na Obr. 19 lze vidět finální verzi polygonální sítě skenovaného objektu.



Obr. 19 Polygonální síť skenovaného objektu

3.2 Porovnání naskenovaného a referenčního CAD modelu

Jak již bylo řečeno, tak hlavním cílem skenování bylo v našem případě ověřování shodnosti geometrie vyrobených dílů s jejich CAD modely. K tomu byl využit opět software GOM Inspect 2019, ale tentokrát byl využit nástroj Inspection, který obsahuje speciální software pro měření a porovnání odchylek. Před samotným měřením bylo zapotřebí nejdříve importovat CAD model ve formátu .step a usadit ho tak, aby přesně ležel v rovině polygonální sítě. Na Obr. 20 lze vidět odchylky naskenovaného dílce od referenčního CAD modelu. Jak lze pozorovat, tak odchylky se pohybují v řádech desetin milimetrů, přičemž největší hodnoty přesahovali přes 0,5 mm. Vzhledem ke komplexnosti součástky a použité kvalitě skenování (byla použita pouze průměrná z důvodu úspory kapacity úložiště) bylo dosaženo poměrně přesných výsledků, navíc na povrch součásti byl nanesen křídový povlak, což mohlo mít do určité míry vliv na nárůst odchylek. Závěrem lze tedy říct, že naměřené odchylky nejsou příliš velké na to, aby měly výrazný vliv na modální vlastnosti struktury, a proto je lze zanedbat a pro následující numerické výpočty využít CAD geometrii.



Obr. 20 Měření odchylek mezi naskenovaným dílcem a referenčním CAD modelem

4 STANOVENÍ NVH PARAMETRŮ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Tato diplomová práce je zaměřená na zkoumání NVH parametrů převodové skříně elektromobilu. Vzhledem ke komplexnosti této problematiky je věnována pozornost zejména modální a harmonické analýze a zkoumání vlivu tlumení. Tyto analýzy jsou prováděny za pomoci numerických výpočtů softwarem založeným na metodě konečných prvků. Následně bude provedeno jejich ověření pomoci experimentu. Než dojde k samotnému výpočtu modální analýzy, je nezbytné provést strukturální analýzu, aby byla zjištěna tuhost šroubového spojení převodové skříně.

4.1 NUMERICKÁ STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

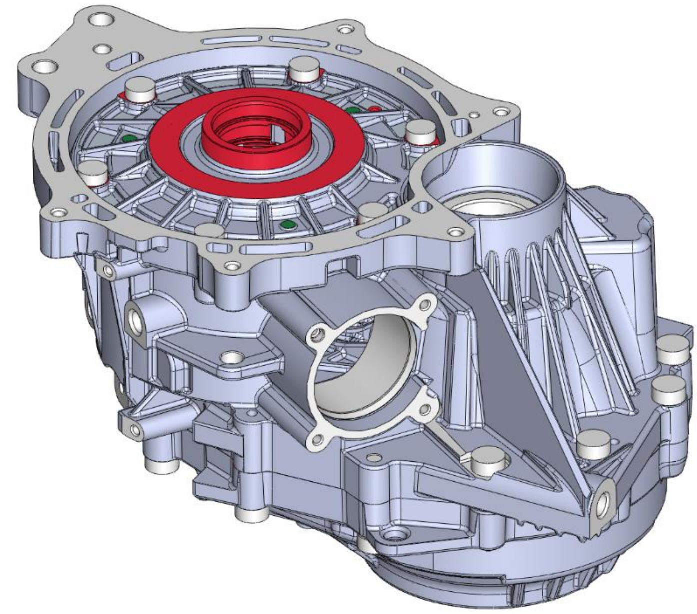
Jelikož je převodová skříň složená z více komponent, nelze provádět modální analýzu po jednotlivých komponentech, neboť je nezbytné zahrnout skříň jako celek. V našem případě je skříň složená ze tří částí, které jsou dohromady spojené pomocí šroubových spojů. Šroubový spoj vytváří mezi jednotlivými komponenty kontakt, který určuje celkovou tuhost spojení. Kontakt mezi jednotlivými komponenty lze řešit několika způsoby, nejjednodušším řešením je přitom pevný kontakt. Ten je označován v softwaru ANSYS Workbench jako „bonded“. Tento typ kontaktu je výpočetně a časově méně náročný oproti jiným typům kontaktů, avšak má své úskalí v tom, že celou kontaktní plochu bere jako pevně spojenou. V praxi však tento předpoklad nemusí vždy platit, neboť pevné spojení bývá zejména v blízkém okolí šroubů a je závislé na tuhosti daného spoje. Výsledkem může být ovlivnění vlastních frekvencí daného tělesa, jelikož daný spoj může disponovat zkreslenou mírou tuhosti.

Další možností je využití nelineárního třecího kontaktu, který se označuje jako „frictional“. Tento typ kontaktu však vyžaduje výpočet strukturální analýzy na základě zvoleného předpětí jednotlivých šroubů podle norem. Na základě předepnutí šroubů dochází k pevnému spojení přírub a vzniká tak kontaktní plocha, která není po celé ploše homogenní. Tuto vzniklou plochu lze pozorovat pomocí kontaktního statusu, který popisuje, v kterých místech je kontaktní plocha dokonale tuhá či už dochází ke tření nebo dokonce už nedochází ke kontaktu vůbec. V tomto případě se jedná o komplexní výpočet, který trvá mnohem déle než předešlý způsob. Na druhou stranu mnohem přesněji popisuje reálné chování kontaktních ploch.

Převodová skříň je celkově tvořena ze tří hlavních částí, a to z velké skříně, malé skříně a víka. Jedná se o komplexní odlitky, které jsou vyhotoveny ze slitiny hliníku, jak lze vidět na Obr. 21. Jelikož nebyly dodány materiálové charakteristiky, byla na základě známé hmotnosti a objemu spočtena hustota jednotlivých dílů, viz. Tab. 2. Ostatní parametry byly převzaty ze základního materiálového modelu slitiny hliníku z knihovny materiálů v programu ANSYS.

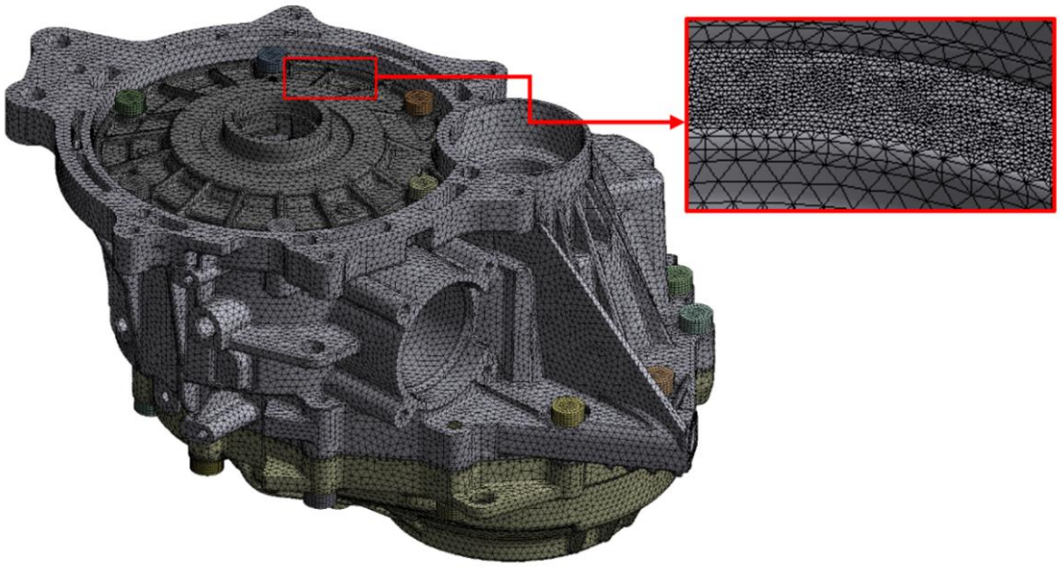
Díl	Velká skříň	Malá skříň	Víko
Hustota	2858,6 kg.m^{-3}	3069,6 kg.m^{-3}	2915,7 kg.m^{-3}

Tab. 2 Vypočtená hustota jednotlivých dílů



Obr. 21 Model převodové skříně pro elektromobil

Důležité je zmínit, že do výpočtu vstupovala pouze výše zmíněná geometrie odlitků převodové skříně včetně šroubů bez jakýchkoliv vnitřních komponentů. Geometrie modelu byla tvořena čtyřstěnnými prvky kromě šroubů, kde byly použity šestihranné prvky, které lépe popisují povrch šroubu. Jelikož daný model disponuje složitou geometrií, bylo zapotřebí vytvořit síť, která bude jednak dostatečně popisovat daný model a jednak bude dostatečně homogenní po celé ploše, což je značnou výhodou pro následující výpočty modálních vlastností. Dále byla zjemněna síť v oblasti kontaktních ploch, viz Obr. 22, z důvodu dosažení vyšší přesnosti výsledků kontaktní tuhosti přírub. Celkově vytvořená síť obsahuje cca 1,5 milionu uzlů.



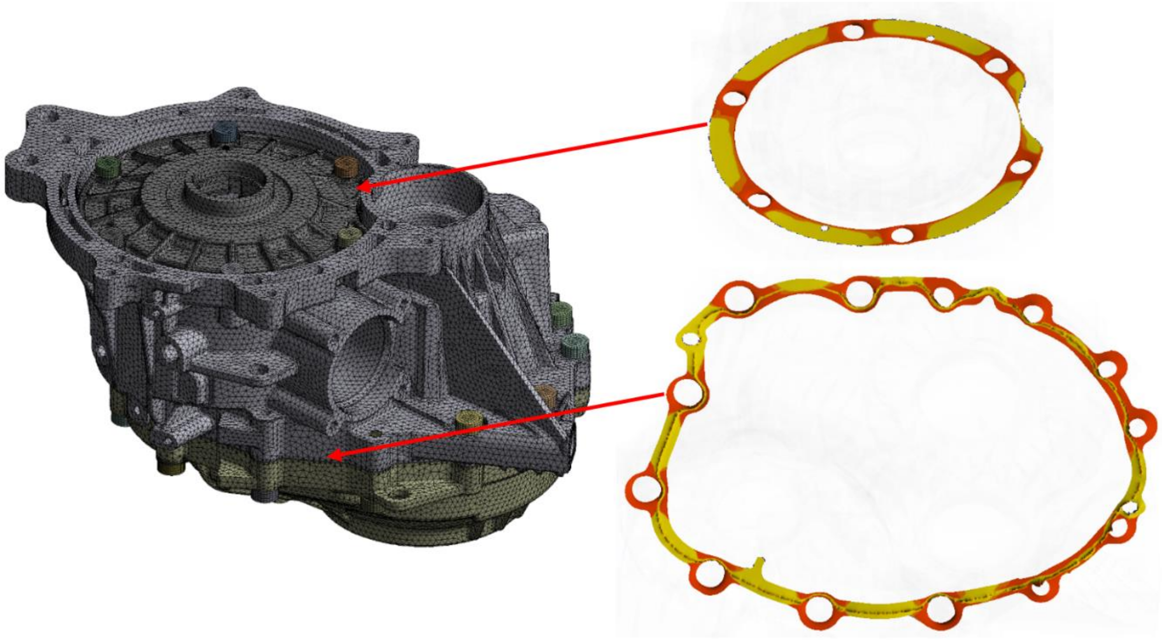
Obr. 22 Geometrie převodové skříně po diskretizaci s detailem na kontaktní plochy

Jednotlivé komponenty převodové skříně jsou celkově spojeny 19 šrouby, z toho 13 šroubů je M10 a 6 šroubů je M8. Jelikož původní geometrie šroubů byla nadbytečně komplikovaná, bylo zapotřebí jednotlivé šrouby značně zjednodušit, neboť výpočet strukturální analýzy nebyl prováděn z důvodů vyšetření napětí uvnitř šroubu, ale z důvodů stanovení kontaktního statusu, aby byla zjištěna tuhost šroubového spoje. Na jednotlivé šrouby bylo aplikované předpětí, které bylo dohledáno podle [22]. Hodnoty utahovacího momentu a osové síly, které byly použity pro tuto analýzu, jsou uvedeny v Tab. 3.

Jmenovitý průměr [mm]	Pevnostní třída	Utahovací moment [Nm]	Osová síla [N]
M8	8.8	24,5	15242
M10	8.8	48,4	24275

Tab. 3 Hodnoty utahovacího momentu a osových sil

Pro výpočet strukturální analýzy byl zvolen právě druhý způsob, který využívá nelineární třecí kontakty, aby bylo dosaženo co nejvěrohodnějších výsledků. Pro výpočet třecího kontaktu byl zvolen koeficient tření mezi jednotlivými komponenty skříně o velikosti 0,2, který je charakteristický pro tření dvou kovů. Celá sestava byla fixována v místě napojení velké skříně na motorovou jednotku. Tato vazba je aplikována z důvodu stabilizace a vůbec umožnění konvergence celého výpočtu, přičemž nijak neovlivní výsledky této analýzy. Po provedení numerické strukturální analýzy lze na Obr. 23 pozorovat vzniklý kontaktní status mezi jednotlivými komponenty.



Obr. 23 Kontaktní status na rozhraní jednotlivých komponentů převodové skříně

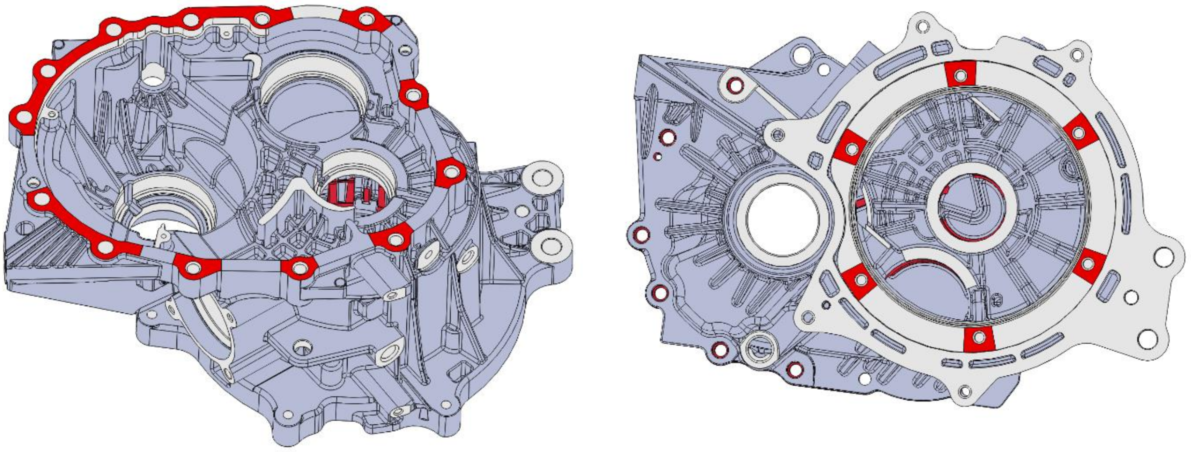
Na základě výsledků lze vidět, že v oblasti okolí šroubů dochází ke pevnému spojení, což je znázorněno červenou barvou. Oranžová barva naznačuje, že dochází k částečnému spojení přírub (tření povrchů) a žlutá barva znázorňuje, že už nedochází ke spojení vůbec, ale povrchy přírub jsou blízko sebe. Celkově lze říci, že mezi velkou a malou skříní dochází z zvětší části

k pevnému spojení i ve vzdálenějším okolí šroubů, kdežto u kontaktu velké skříně s víkem lze vidět pevné spojení pouze v blízkém okolí šroubů.

4.2 Numerická modální analýza převodové skříně elektromobilu

Na základě výsledků numerické strukturální analýzy, kde byly zjištěny kontaktní tuhosti jednotlivých přírub, lze pokračovat numerickým výpočtem modální analýzy. Výsledky strukturální analýzy slouží jako vstupní parametry pro výpočet modální analýzy.

Jelikož strukturální analýza byla vypočtena pro vázané těleso, bylo nezbytné daný model upravit tak, aby bylo možné provést výpočet modální analýzy volného tělesa a zároveň byly zahrnuty kontaktní oblasti, kde dochází k pevnému spojení. Tyto oblasti lze stanovit na základě výsledků strukturální analýzy. V místech, kde docházelo ke kontaktu, byly v modelu vytvořeny pomocné plochy (označeny červeně na Obr. 24), které reprezentuji oblasti pevného spojení.



Obr. 24 Ohraničené kontaktní plochy určené pro výpočet modální analýzy

Upravený model byl dále importován do softwaru Ansys Workbench, kde byl použit stejný materiálový model jako u výpočtu strukturální analýzy. Stejně tak byla diskretizována i síť modelu. Jediný rozdíl spočívá v definici kontaktů, kde byl na jednotlivé nově vzniklé kontaktní plochy zaveden kontakt typu bonded, který simuluje pevné spojení v blízkém okolí šroubového spoje. Díky použití kontaktu typu bonded je celá úloha lineární, což značně snižuje celkovou dobu výpočtu.

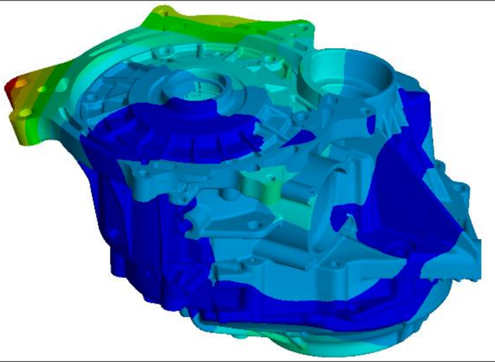
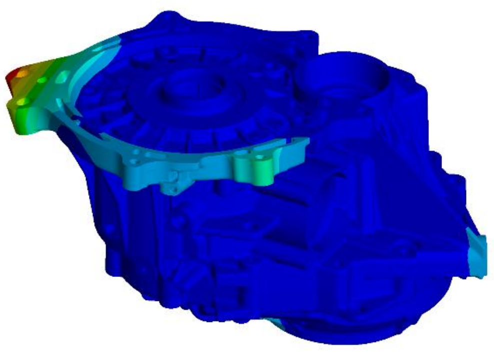
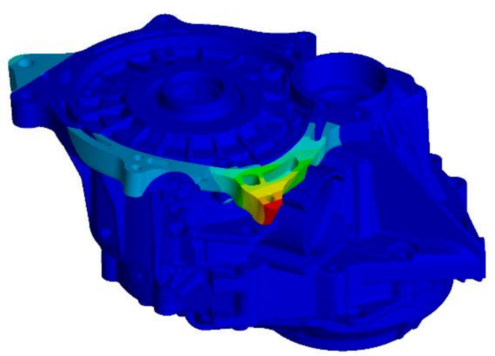
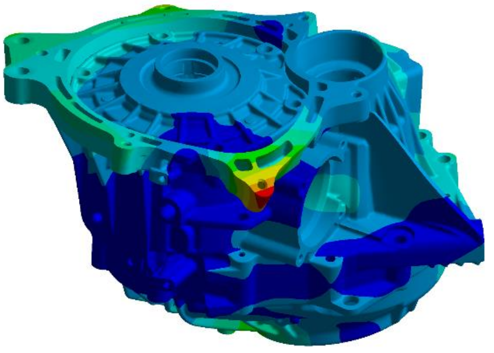
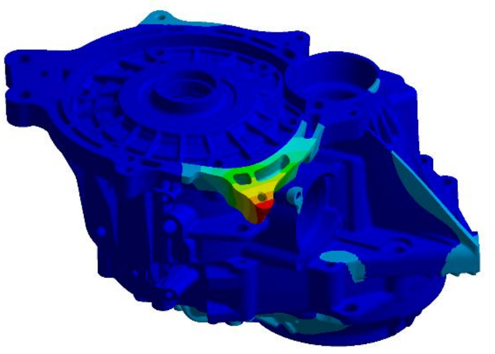
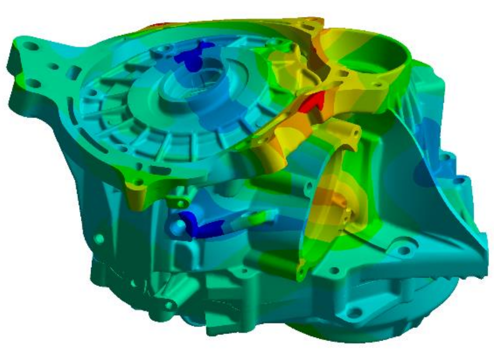
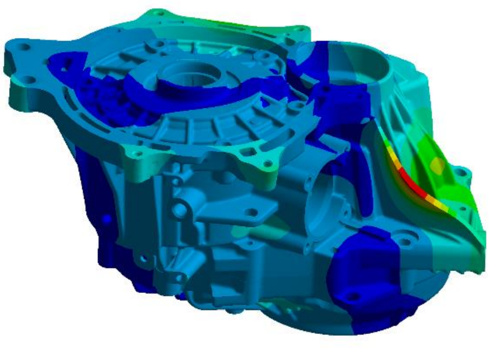
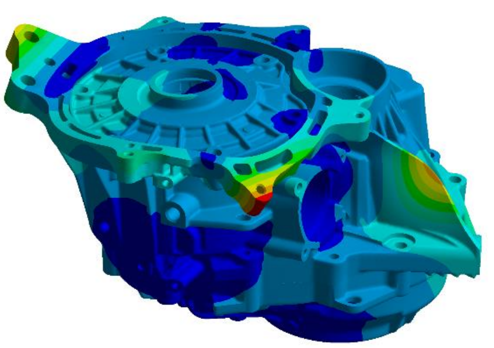
Na model nebyly aplikovány žádné okrajové podmínky, protože se jedná o výpočet modální analýzy volného tělesa. Oblast výpočtu byla definována frekvenčním rozsahem od 0 do 4 kHz. Na základě řešení této analýzy bylo celkově v tomto rozsahu nalezeno 23 vlastních módů, respektive vlastních frekvencí a tvarů. Nutné je však podotknout, že prvních 6 vlastních módů má nulovou hodnotu vlastní frekvence či případně hodnotu blízkou nule. Tyto nulové hodnoty odpovídají právě 6 stupňům volnosti, které popisují možné volné pohyby 3D tělesa v prostoru, což odpovídá třem posuvům a třem natočení. V Tab. 4 jsou uvedeny hodnoty jednotlivých nenulových vlastních frekvencí.

Dále byly stanoveny vlastní tvary a frekvence pro jednotlivé komponenty převodové skříně, které jsou taktéž zobrazeny v Tab. 4. Na základě těchto výsledků lze říci, že se vlastní frekvence kompletní skříně ve většině případů značně liší od vlastních frekvencí jednotlivých dílů. To je dáno zejména změnou tuhosti sestavy vlivem spojení jednotlivých komponent dohromady pomocí šroubového spoje. Dále je nezbytné brát v potaz kontaktní tuhost, neboť spojení přírub nemusí být ve všech případech dokonale tuhé a může tak dojít k ovlivnění modálních vlastností tělesa.

Mód	Komplet	Velká skříň	Malá skříň	Víko
-	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]
7	2022	1100	869	1400
8	2064	1181	987	1416
9	2351	1737	1833	3475
10	2522	2040	2058	3534
11	2616	2422	2584	3804
12	2760	2548	3152	–
13	2858	2754	3360	–
14	2944	2875	3480	–
15	3172	3048	–	–
16	3301	3309	–	–
17	3359	3425	–	–
18	3392	3532	–	–
19	3575	3603	–	–
20	3598	3657	–	–
21	3683	3875	–	–
22	3833	–	–	–
23	3855	–	–	–

Tab. 4 Vlastní frekvence převodové skříně včetně jednotlivých komponentů

V Tab. 5 je zobrazeno prvních 8 nenulových vlastních tvarů skříně převodového ústrojí včetně jejich vlastních frekvencí. Z hodnot uvedených v tabulce vyplývá, že dochází ke kmitání zejména v oblastech výskytu volných konců. Z toho plyne, že skříň jako celek je značně tuhá, tudíž je zapotřebí se zaměřit zejména na tyto oblasti, které jsou kritické z hlediska vibrací. Dále z uvedených hodnot vyplývá, že první vlastní tvar začíná až v oblasti nad 2 kHz, což také svědčí o velké tuhosti skříně.

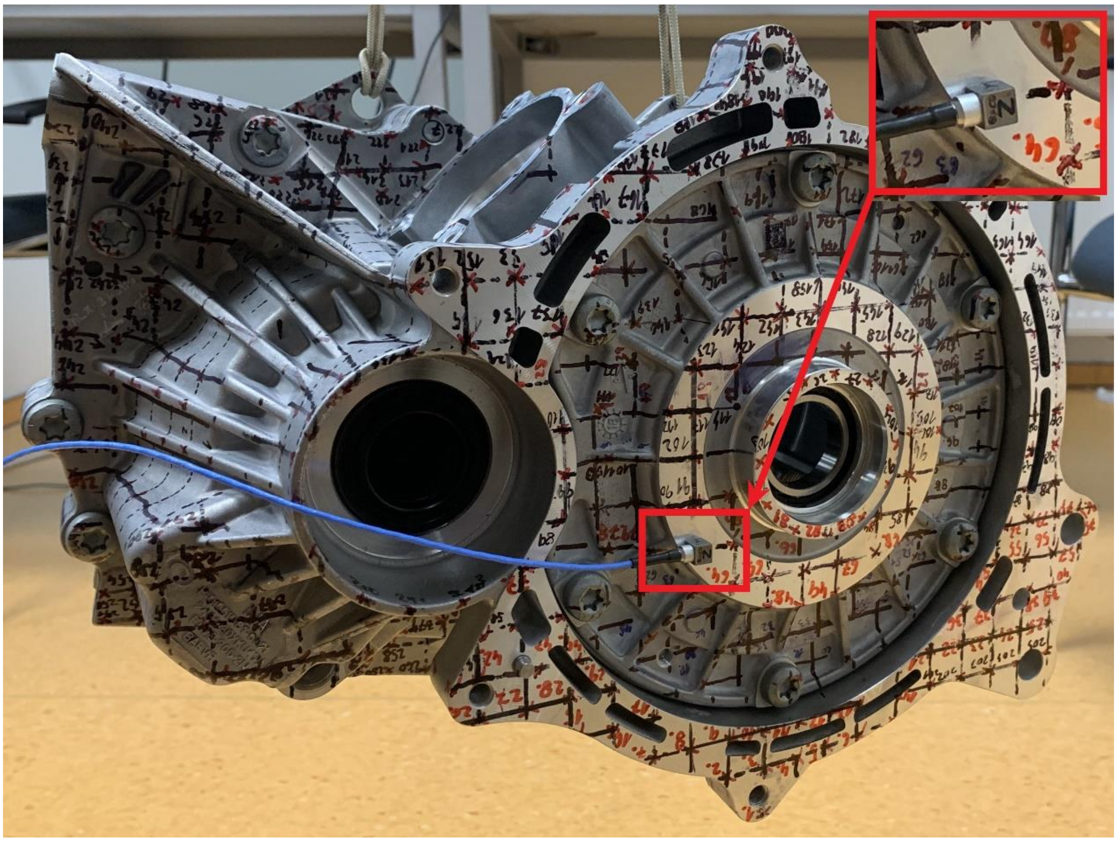
Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
7	2022 Hz 	8	2064 Hz 
9	2351 Hz 	10	2522 Hz 
11	2616 Hz 	12	2760 Hz 
13	2858 Hz 	14	2944 Hz 

Tab. 5 Vybrané vlastní tvary kmitů převodové skříně

4.3 EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

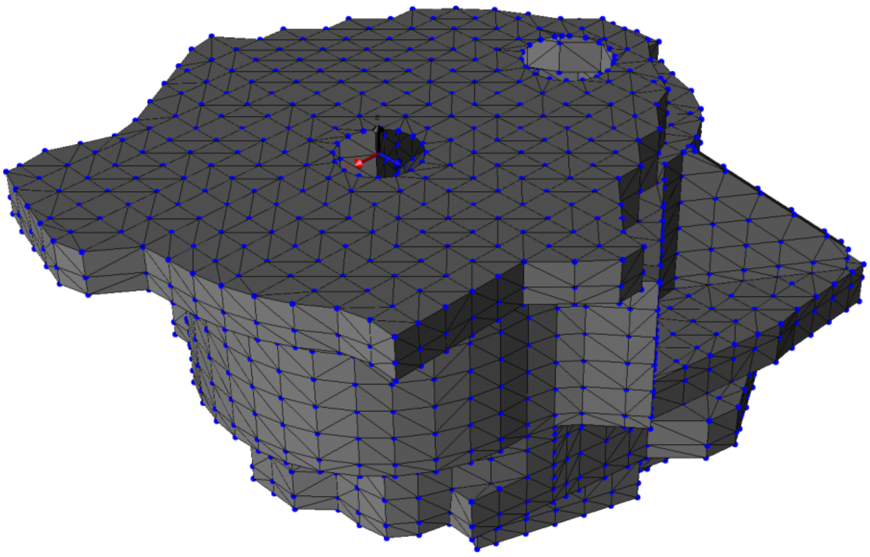
Hlavním cílem experimentální modální analýzy je nalézt a vyhodnotit modální vlastnosti převodové skříně, které budou následně srovnány s numerickým výpočtovým modelem. Hlavním cílem bylo verifikovat výsledky numerické simulace, a tak přiblížit výpočtový model k tomu, aby co nejvěrohodněji popisoval chování reálného tělesa.

Před samotným experimentem bylo nezbytné vytvořit síť, která reprezentovala jednotlivé body měření.Ta byla nejdříve navrhnuta na základě zjednodušení tvarů geometrie CAD modelu. Poté byla rozdělena na jednotlivé čtvercové struktury o velikosti 15 mm. Na základě takto upravené geometrie byla překreslena síť na reálnou převodovku. Jelikož se jedná o modální analýzu volného tělesa, bylo nezbytné skříň převodového ústrojí ustavit tak, aby tyto okrajové podmínky byly splněny. To bylo provedeno za pomoci dvojice tuhých provázků, za které bylo těleso zavěšeno. Na převodovou skříň byl následně přilepen tříosý akcelerometr, jehož přesnou pozici lze vidět na Obr. 25.



Obr. 25 Ukázka uchycení tělesa včetně snímače odezvy

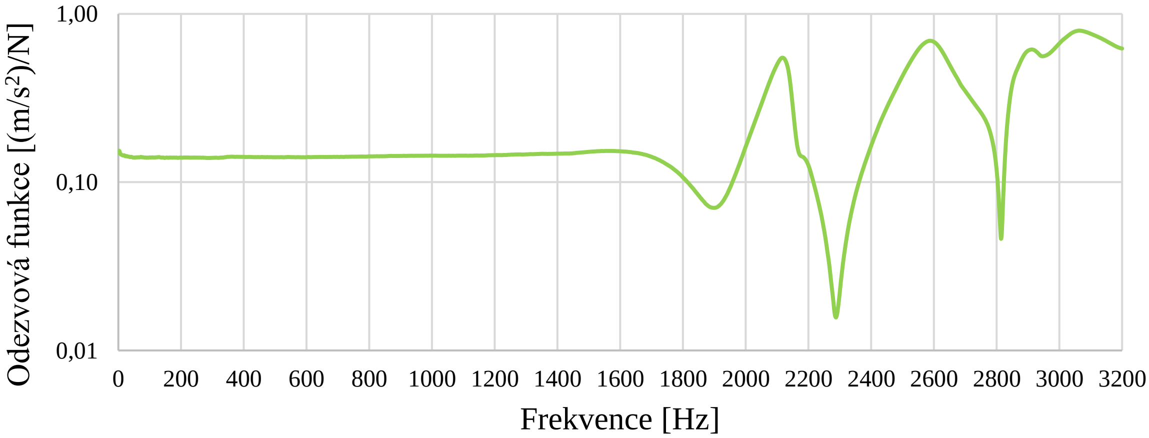
Měřící řetězec je tvořen pěti kanálovým analyzátorem od firmy Brüel & Kjær, kde první kanál byl vyhrazen pro snímání budící síly pomocí modálního kladívka. Další tři kanály analyzátoru byly určeny pro akcelerometr, který snímání odezvu struktury v jednotlivých osách X, Y, Z. Analyzátor byl dále propojen s PC, který obsahoval software B&K Connect 2019. V tomto softwaru se dále nastavovala sekvence buzení, kde se určovaly přesné uzly, jak lze vidět na Obr. 26, ve kterých docházelo k buzení pomocí modálního kladívka. Stejně tak bylo nezbytné zvolit správný směr buzení shodný s globálním souřadnicovým systémem.



Obr. 26 Ukázka modální sítě v softwaru B&K Connect 2019

Po nastavení všech vstupních parametrů přišlo na řadu již samotné měření. Jak bylo již výše zmíněno, v tomto případě byla použita metoda impulzního buzení, kde jako impulzní budič sloužilo modální kladívko. Postup byl takový, že se postupně po jednom budí jednotlivé body měřící sítě dle předem definované sekvence. Odezva je měřena v tomto případě pomocí akcelerometru, který je pevně přilepen v jednom bodě (na víku převodovky viz Obr. 25), přičemž jeho umístění je vybráno tak, aby dostatečně snímal odezvu celého tělesa, ale zároveň příliš nezasahoval do uzlového bodu jednotlivých vlastních tvarů. Celkově se měření skládalo z cca 2000 bodů, ve kterých bylo nezbytné změřit odezvu, přičemž každé měření se opakovalo třikrát. Měření bylo omezeno na frekvenční rozsah od 0 do 3,2 kHz, což bylo dáno omezenou budící silou modálního kladívka.

Výsledkem bylo vyhodnocení všech odezev měřených bodů dané struktury, kde pomocí softwarových úprav vznikla výsledná odezvová funkce, která je vyobrazena v závislosti na frekvenci na Obr. 27. Následně byli vyhodnoceny i jednotlivé vlastní tvary, které následně byly srovnány s vlastními tvary získanými ze simulace. Výsledky tohoto srovnání jsou uvedeny v Tab. 7, Tab. 8 a Tab. 9. Dále byly vyhodnoceny a srovnány vlastní frekvence obou přístupů včetně poměrného součinitele tlumení. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6.



Obr. 27 Ukázka průběhu frekvenční odezvové funkce

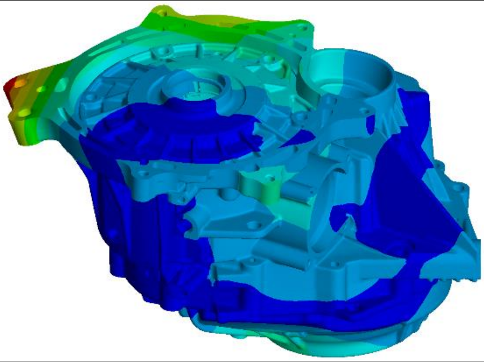
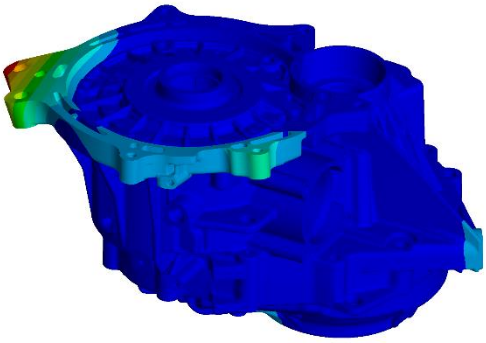
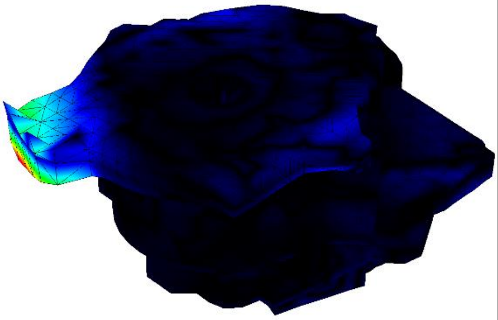
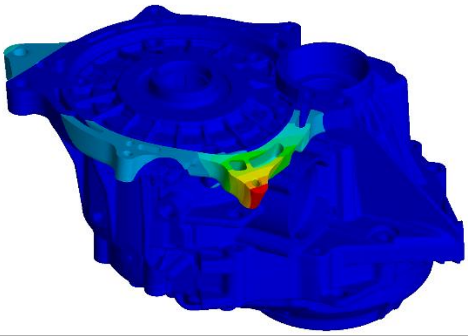
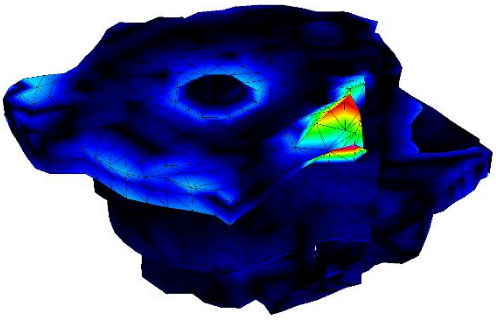
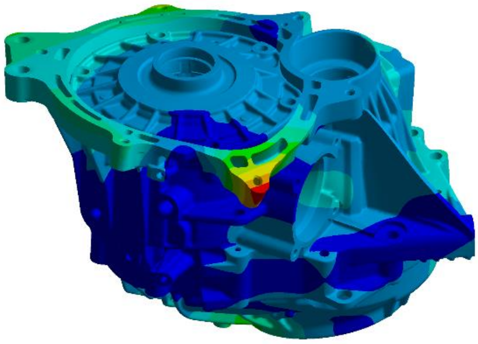
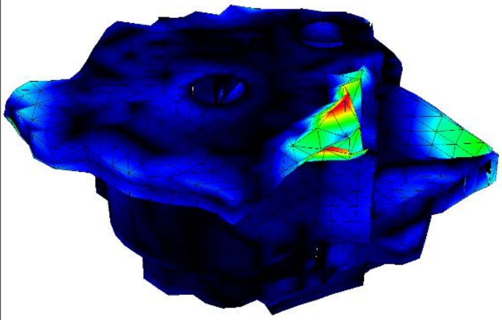
Mód	Numerická simulace [Hz]	Experiment [Hz]	Rozdíl [%]	Poměrné tlumení [%]
7	2022	-	-	-
8	2064	2089	-1,2	0,782
9	2351	2352	-0,04	0,801
10	2522	2584	-2,4	0,647
11	2617	2609	0,31	1,858
12	2760	2728	1,17	0,863
13	2858	2847	0,39	1,859
14	2944	2959	-0,51	1,354
15	3171	3069	3,36	0,667

Tab. 6 Srovnání numerické simulace a experimentu

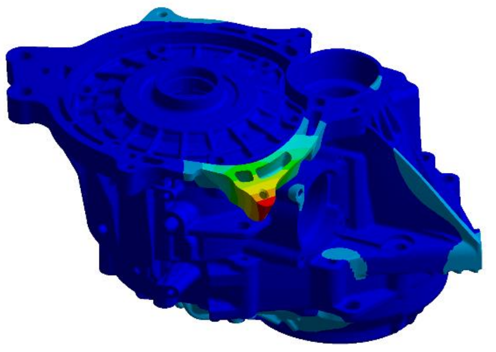
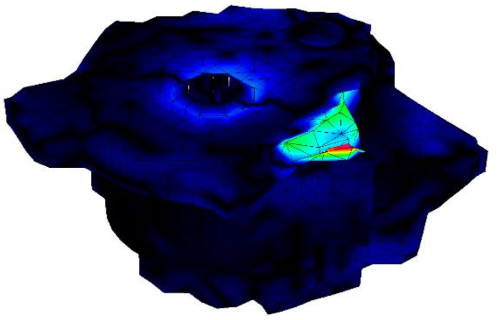
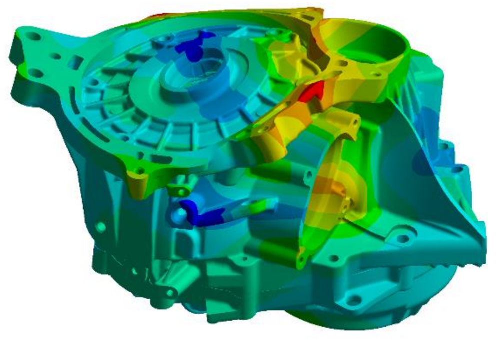
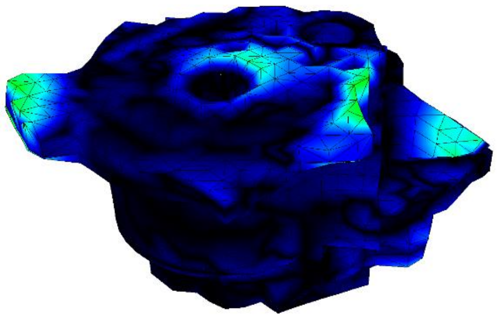
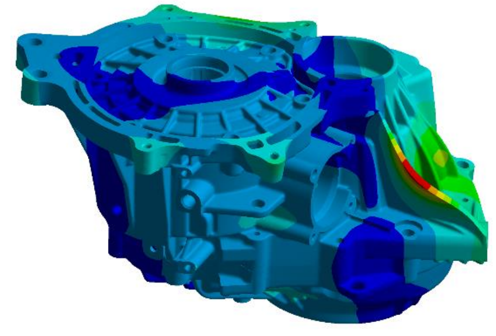
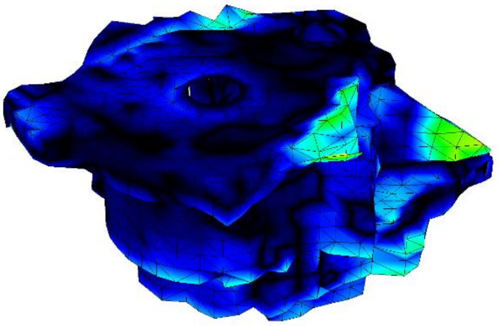
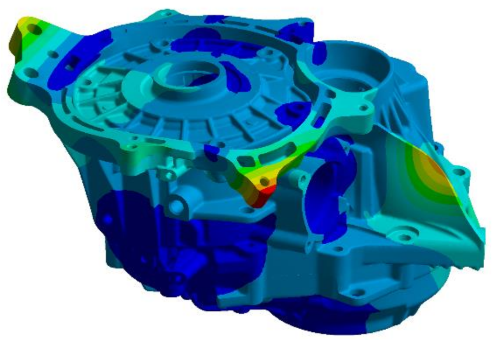
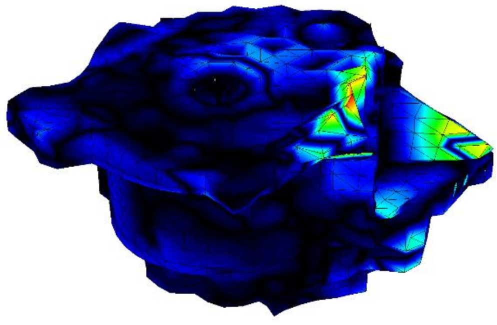
Na základě frekvenční odezvové funkce lze vidět, že k první vlastní frekvenci dochází až po dosažení 2 kHz, což ověřují i oba způsoby stanovení modální analýzy. Zároveň je možno pozorovat, že průběh frekvenční odezvové funkce je značně zkreslen, což může být způsobeno zašuměnými signály z jednotlivých bodů měření či komplexností geometrie a z toho plynoucích odchylek či nemožností přesného vybuzení některých míst vlivem nadměrné velikosti hrotu modálního kladívka.

Celkově bylo při experimentálním měření nalezeno 8 vlastních frekvencí, jak lze vidět v Tab. 6. Dále je možno vypozorovat, že mezi jednotlivými přístupy dochází k určitým odchylkám, které se mění v závislosti na vlastním tvaru, přičemž jejich rozsah nabývá v rozmezí od 0,04 do 3,36 %. Značný vliv na tyto odchylky může mít i materiálový model, který se mezi experimentem a numerickým modelem může částečně lišit. Z tohoto důvodu byla provedena následná úprava materiálového modelu slitiny hliníku, aby se výsledné hodnoty numerické simulace a experimentu co nejvíce shodovaly.

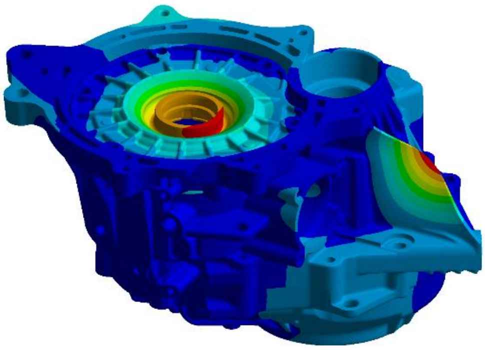
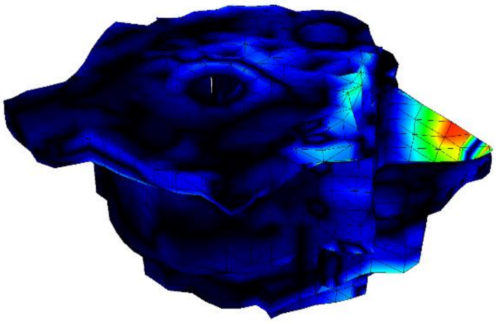
Jak lze vidět na v následujících tabulkách, kde jsou jednotlivé vlastní tvary vzájemně porovnány (numerická simulace/experiment), tak většina výsledných tvarů je si velmi podobná. U některých tvarů však dochází k částečné diferenci, a to zejména v oblastech žebra, a hlavně oblastech víka, kde se nachází otvor pro ložisko. Jelikož oblast žebra není z hlediska vibrací tak významnou oblastí, bude pozornost věnována oblasti víka, kde se při plně osazené převodovce nachází ložisko výstupního hřídele. Vzhledem k tomu, že se v této oblasti nachází ložisko, je nezbytné tuto oblast detailně vyšetřit, neboť vlivem provozu převodovky by mohlo docházet ke snížení životnosti tohoto ložiska v extrémních případech až ke jeho nevratnému poškození. Avšak samotnou modální analýzou nezjistíme amplitudy zkoumaných míst. To lze zjistit provedením harmonické analýzy, kde na základě buzení pomocí modálního budiče budou zjišťovány velikosti amplitud struktury. Této problematice je však věnována následující kapitola, viz kap. 4.4.

Vlastní tvar			
Mód	**Numerická simulace**	**Mód**	**Experiment**
7	2022 Hz	7	- Hz
			
8	2064 Hz	8	2089 Hz
			
9	2351 Hz	9	2352 Hz
			
10	2522 Hz	10	2584 Hz
			

Tab. 7 Porovnání vlastních tvarů 7–10 numerické a experimentální modální analýzy

	Vlastní tvar		
Mód	**Numerická simulace**	**Mód**	**Experiment**
11	2617 Hz 	11	2609 Hz 
12	2760 Hz 	12	2728 Hz 
13	2858 Hz 	13	2847 Hz 
14	2944 Hz 	14	2959 Hz 

Tab. 8 Porovnání vlastních tvarů 11–14 numerické a experimentální modální analýzy

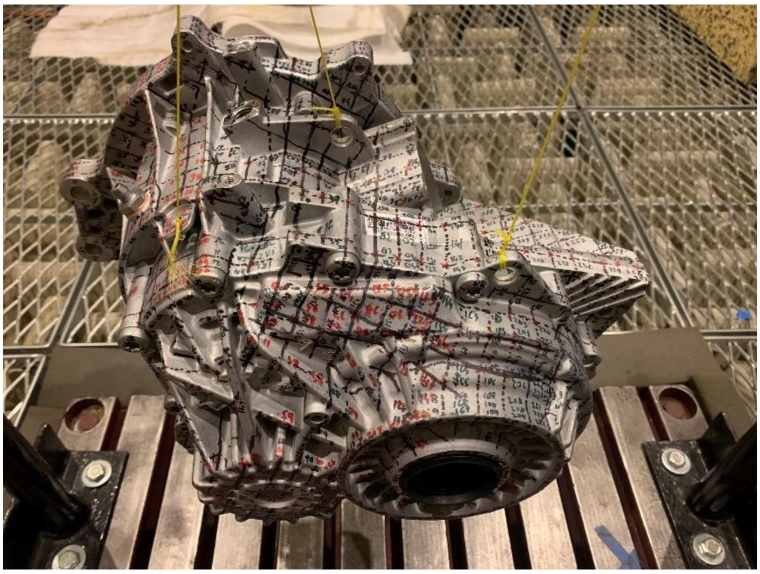
Vlastní tvar			
Mód	**Numerická simulace**	**Mód**	**Experiment**
15	3171 Hz	15	3069 Hz
			

Tab. 9 Porovnání vlastního tvaru 15 numerické a experimentální modální analýzy

4.4 EXPERIMENTÁLNÍ HARMONICKÁ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

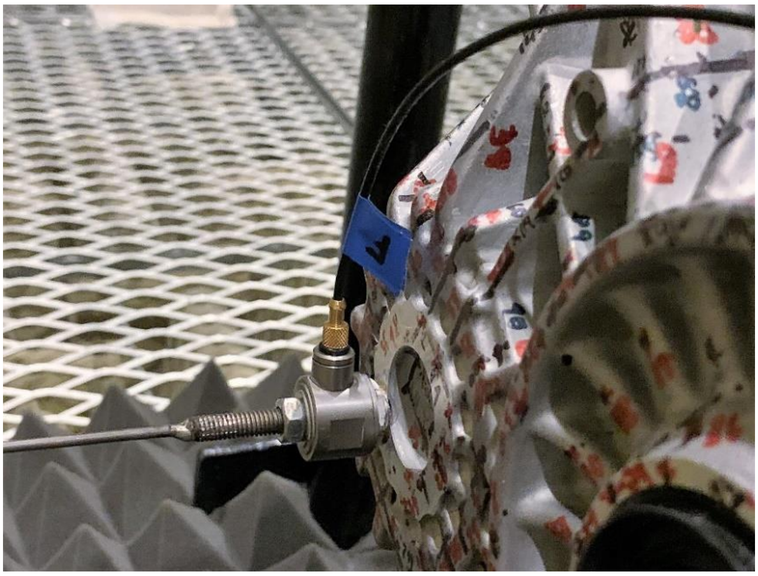
Jelikož na základě výsledků modální analýzy nelze určit výsledné výchylky potencionálně kritických míst a také z důvodu ladění koeficientu tlumení je zapotřebí provést harmonickou analýzu. Ta byla nejdříve provedena formou experimentálního měření, kde na základě jeho výsledků byl dále sestaven numerický model harmonické analýzy. Numerický model byl dále laděn tak, aby co nejpřesněji odpovídal výsledkům technického experimentu. Stejně tak byla zkoumána závislost amplitudy na součiniteli tlumení. O tom ale již pojednává kapitola 4.5.

Na začátku experimentu bylo nezbytné provést uložení skříně převodového ústrojí. To bylo provedeno za pomoci tří tuhých provázků, viz Obr. 28, které zajištovali, aby osa budící tyče byla kolmá na povrch buzené struktury. Jedná se tedy o volné uložení struktury.



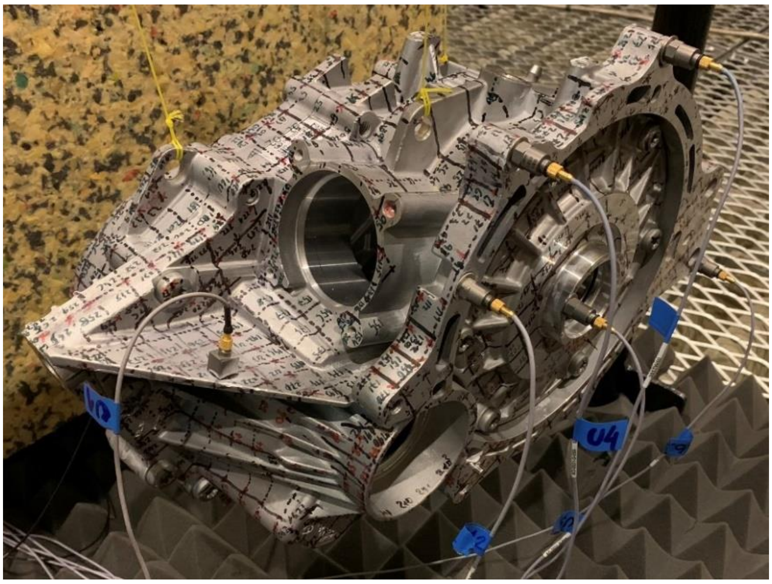
Obr. 28 Uložení převodové skříně pro harmonickou analýzu

Jak již bylo naznačeno, bylo nezbytné brát ohled na umístění modálního budiče vibrací, který je zde použit jako zdroj budících účinků namísto modálního kladívka. Samotná skříň byla buzená v jednom místě, a to konkrétně na povrchu menší skříně, jak lze přesně vidět na Obr. 29.



Obr. 29 Oblast buzení struktury modálním budičem vibrací

Jako budící signál byl použitý sinus, který byl vytvářen modálním budičem. Ten byl dál přenášen skrz budící tyč, na jejímž druhém konci byl umístěn snímač síly, který byl pevně spojen s povrchem struktury. Další rozdíl spočívají ve snímání odezvy, která je zde snímána nikoliv jedním akcelerometrem, ale celou sérií akcelerometrů. Pro tuto aplikaci bylo použito šest jednoosých akcelometrů (uniaxial), které jsou označené jako U1, U2, U3, U4, U5 a U6, přičemž jejich rozmístění lze po dobu měření měnit, avšak s výjimkou snímače U1, který byl pevně fixován ke struktuře viz, Obr. 30. Změna polohy těchto snímačů úzce souvisí s konkrétním tvarem kmitu. Jinými slovy snímače odezvy jsou osazovány tam, kde by na základě modální analýzy mělo docházet k největšímu kmitání čili na místa, kde se nachází maximální výchylky, případně v jejich blízkém okolí.



Obr. 30 Ukázka rozmístění jednotlivých akcelerometrů

Další fází řešení experimentální harmonické analýzy je provedení harmonického sweepu. Ten byl realizován z důvodu ověření hodnot vlastních frekvencí. První byl proveden (rychlý) sweep v rozsahu od 1600 do 3400 Hz na základě jehož výsledků byly vybrány oblasti s vlastní frekvencí. Následně byl proveden druhý (pomalý) sweep, který byl proveden vždy v oblasti 60 Hz pod a nad vytipovanou vlastní frekvencí. Tímto došlo k nalezení, respektive ověření vlastních frekvencí hledaných za pomoci modálního budiče vibrací. Celkově byly nalezeny všechny vlastní módy, které korespondují s modální analýzou. Na základě vyhodnocení vibrací byly vybrány tři módy, kterými se detailněji tato práce zabývá. Hodnoty vybraných vlastních módů jsou uvedeny v Tab. 10.

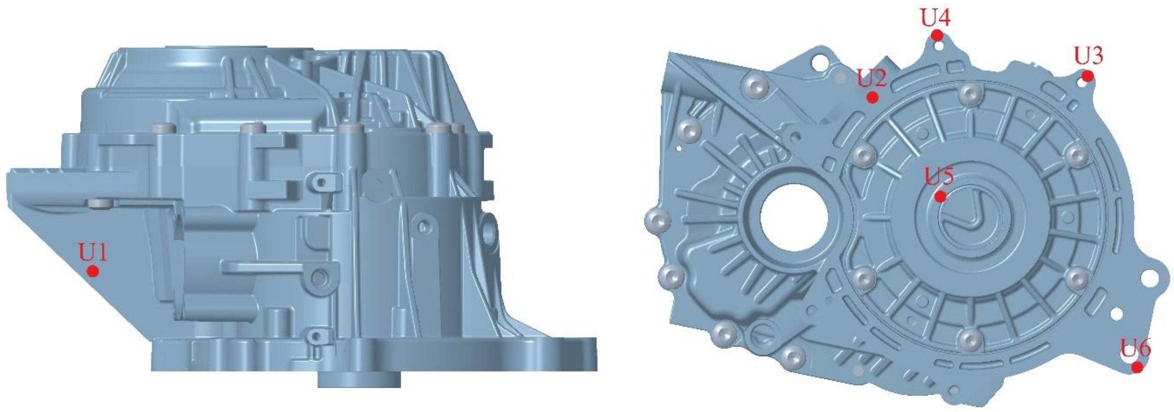
Mód	Numerická simulace [Hz]	Experiment [Hz]	Poměrné tlumení [%]
8	2064	2089	0,782
12	2760	2728	0,863
14	2944	2959	1,354

Tab. 10 Vybrané vlastní módy pro harmonickou analýzu

Experimentální měření jednotlivých módů probíhalo vždy po 20 vteřinách, přičemž každý mód byl celkově měřen třikrát. Během jednotlivých měření byly zaznamenávány vždy průběhy od budící síly společně s odezvami z jednotlivých akcelerometrů. Naměřené výsledné hodnoty byly následně zprůměrovány. Důležité je podotknout, že struktura je buzena pomocí periodické funkce sinus, která je v krátkém časovém intervalu velmi proměnná. Z toho důvodu jsou výsledné hodnoty experimentálního měření pomocí analyzátoru zaznamenávány jako tzv. efektivní hodnoty (RMS). Jelikož výsledná data z experimentu slouží jako vstup pro numerickou analýzu, je nezbytné tyto hodnoty přepočíst na hodnoty maximální. Toho lze docílit ku příkladu pro obecnou hodnotu amplitudy podle [23] za pomocí vztahu:

$$A_{max} = A_{RMS} \cdot \sqrt{2} \tag{22}$$

Na Obr. 31 lze vidět přesnou polohu snímačů zrychlení. Rozmístění snímačů je u všech vlastních tvarů stejné, neboť snímače jsou vždy v oblasti, kde dochází k největšímu zrychlení. Dalším důvodem je jejich poměrná velikost vůči převodové skříni, díky čemuž nebylo zapotřebí s nimi manipulovat, neboť snímají poměrně velkou plochu struktury.



Obr. 31 Rozmístění snímačů odezvy na převodové skříni

Po změření jednotlivých ustálených stavů převodového ústrojí bylo nezbytné jednotlivé měření vyhodnotit. Vyhodnocení spočívalo v převedení časového záznamu do frekvenčního spektra, k čemuž posloužilo softwarové prostředí B&K Connect 2019. Výsledkem bylo sestrojení amplitudo-frekvenční charakteristiky pro jednotlivé vlastní módy, přičemž jsou vždy koncipované tak, aby zvlášť znázorňovaly průběh budící síly a průběh zrychlení ze všech akcelerometrů. Takto vzniklé amplitudo-frekvenční charakteristiky lze vidět na Obr. 32 a Obr. 33 pro mód 8, na Obr. 34 a Obr. 35 pro mód 12 a na Obr. 36 a Obr. 37 pro mód 14. Dále byly zpracovány výsledky měření tak, že z každého měření byly zaznamenány největší hodnoty zrychlení a budící síly, které byly následně zprůměrovány. Jak již bylo naznačeno, tak tyto hodnoty znamenají pouze efektivní hodnoty, takže bylo nezbytné jednotlivé výsledky upravit na základě elementárního vztahu (22) na hodnoty maximální. Takto upravené hodnoty slouží jako vstupní hodnoty pro numerickou simulaci. Přehled všech zaznamenaných hodnot pro jednotlivé vlastní módy je uveden v Tab. 11, Tab. 12 a Tab. 13.

Snímač	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměr měření	Maximální hodnota
Síla [N]	0,656	0,656	0,656	0,656	0,928
ACC_U1 [m.s^{-2}]	0,848	0,848	0,848	0,848	1,199
ACC_U2 [m.s^{-2}]	1,105	1,105	1,106	1,105	1,563
ACC_U3 [m.s^{-2}]	1,156	1,156	1,156	1,156	1,635
ACC_U4 [m.s^{-2}]	4,677	4,678	4,678	4,678	6,615
ACC_U5 [m.s^{-2}]	1,052	1,052	1,053	1,052	1,488
ACC_U6 [m.s^{-2}]	15,284	15,288	15,291	15,288	21,620

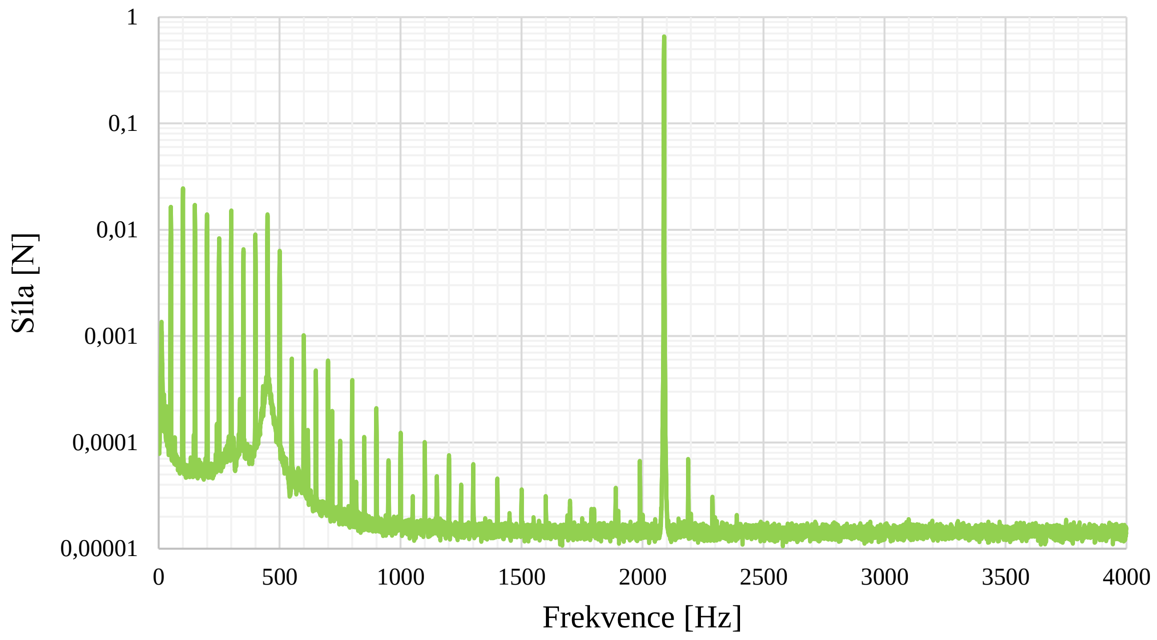
Tab. 11 Přehled efektivní a maximální hodnoty budící síly a jednotlivých zrychlení módu 8

Snímač	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměr měření	Maximální hodnota
Síla [N]	0,576	0,576	0,576	0,576	0,814
ACC_U1 [m.s^{-2}]	36,135	36,064	35,964	36,054	50,988
ACC_U2 [m.s^{-2}]	3,212	3,212	3,209	3,211	4,541
ACC_U3 [m.s^{-2}]	4,692	4,689	4,682	4,688	6,630
ACC_U4 [m.s^{-2}]	4,744	4,740	4,734	4,739	6,702
ACC_U5 [m.s^{-2}]	6,307	6,299	6,287	6,298	8,906
ACC_U6 [m.s^{-2}]	1,349	1,360	1,367	1,359	1,922

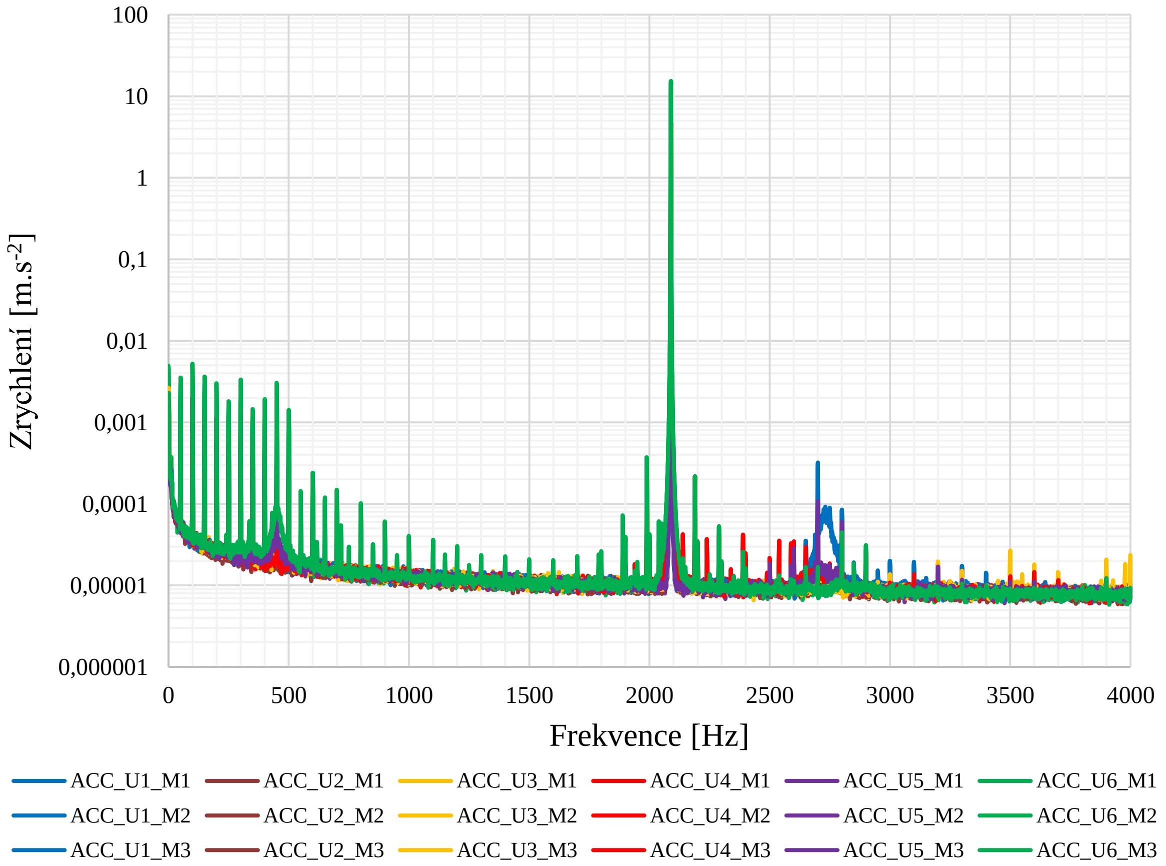
Tab. 12 Přehled efektivní a maximální hodnoty budící síly a jednotlivých zrychlení módu 12

Snímač	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměr měření	Maximální hodnota
Síla [N]	0,383	0,383	0,382	0,383	0,541
ACC_U1 [m.s^{-2}]	1,525	1,518	1,514	1,519	2,148
ACC_U2 [m.s^{-2}]	0,295	0,298	0,299	0,297	0,420
ACC_U3 [m.s^{-2}]	0,818	0,818	0,818	0,818	1,157
ACC_U4 [m.s^{-2}]	0,448	0,453	0,455	0,452	0,639
ACC_U5 [m.s^{-2}]	0,529	0,527	0,526	0,527	0,745
ACC_U6 [m.s^{-2}]	0,325	0,325	0,324	0,325	0,459

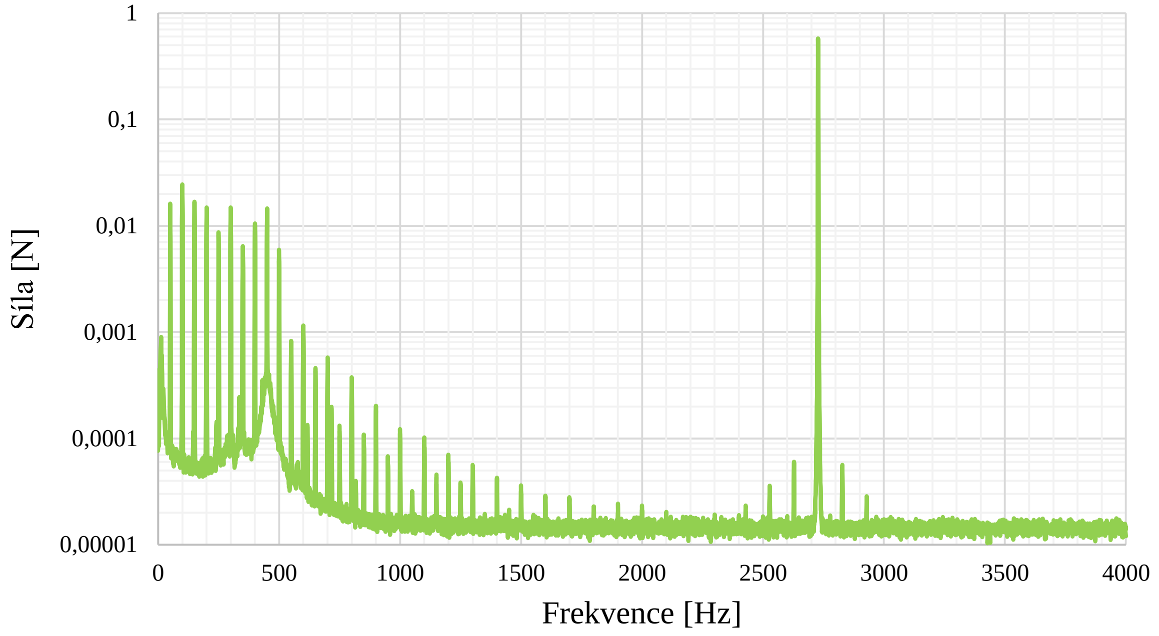
Tab. 13 Přehled efektivní a maximální hodnoty budící síly a jednotlivých zrychlení módu 14



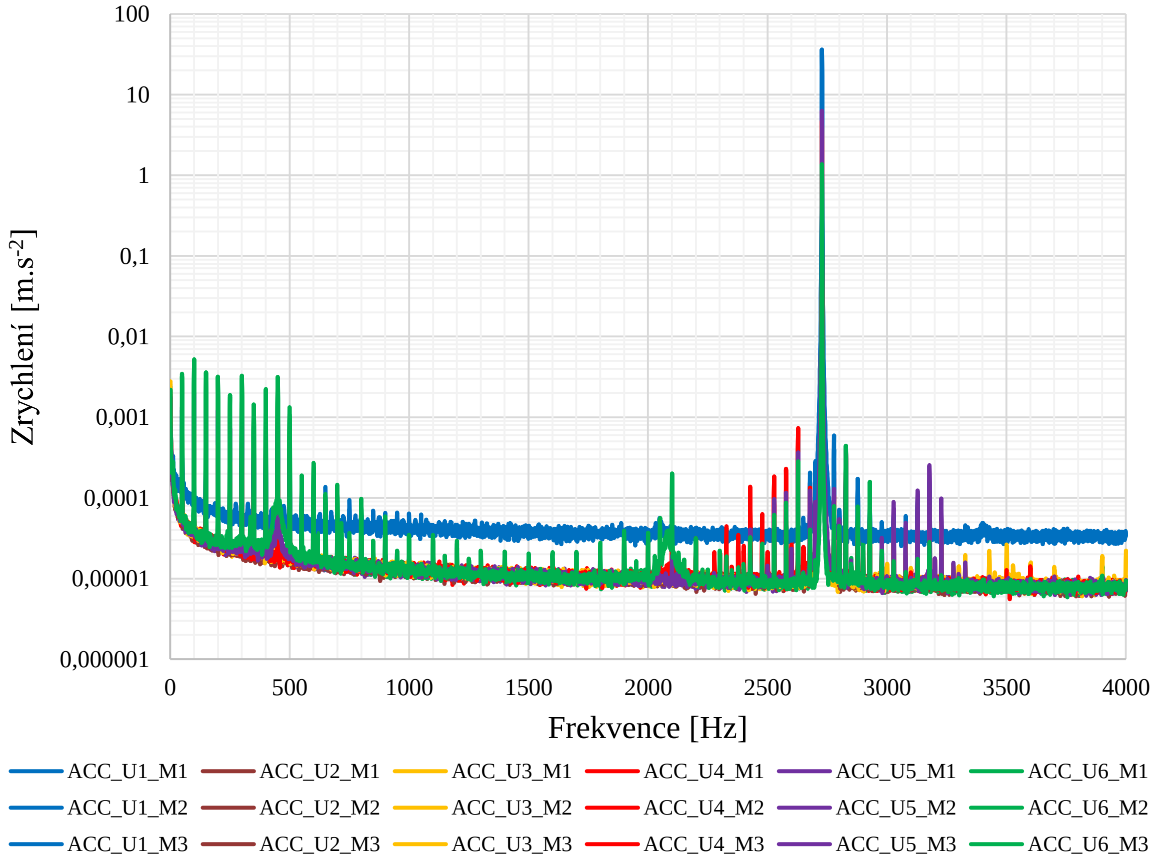
Obr. 32 Amplitudo-frekvenční charakteristika průběhu budící síly pro mód 8



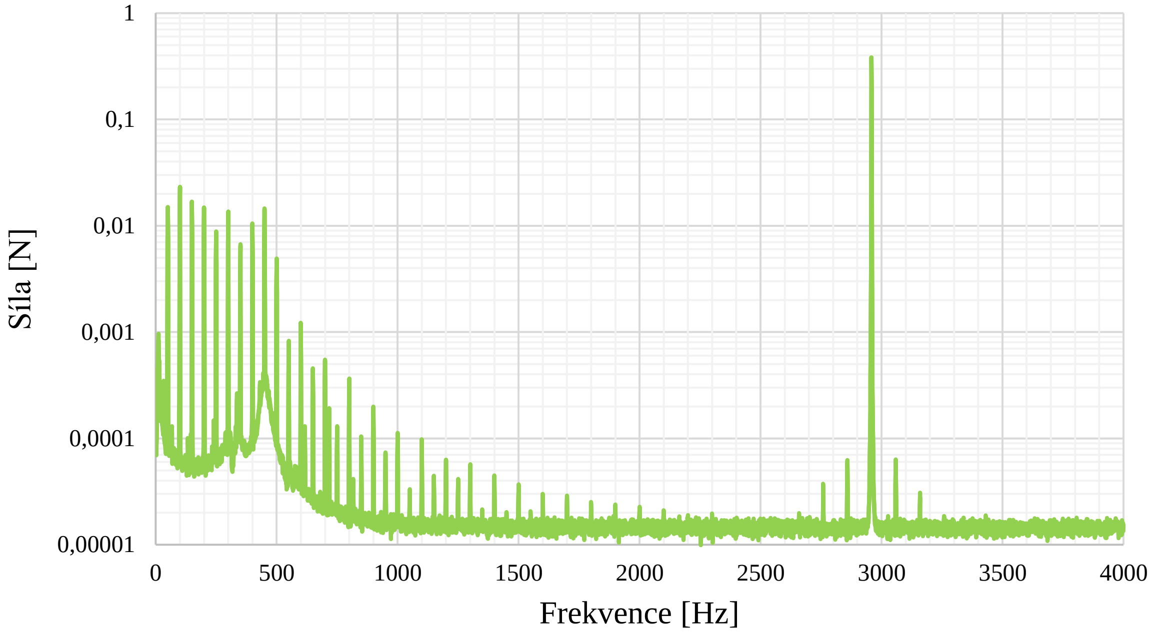
Obr. 33 Amplitudo-frekvenční charakteristika průběhu zrychlení všech snímačů pro mód 8



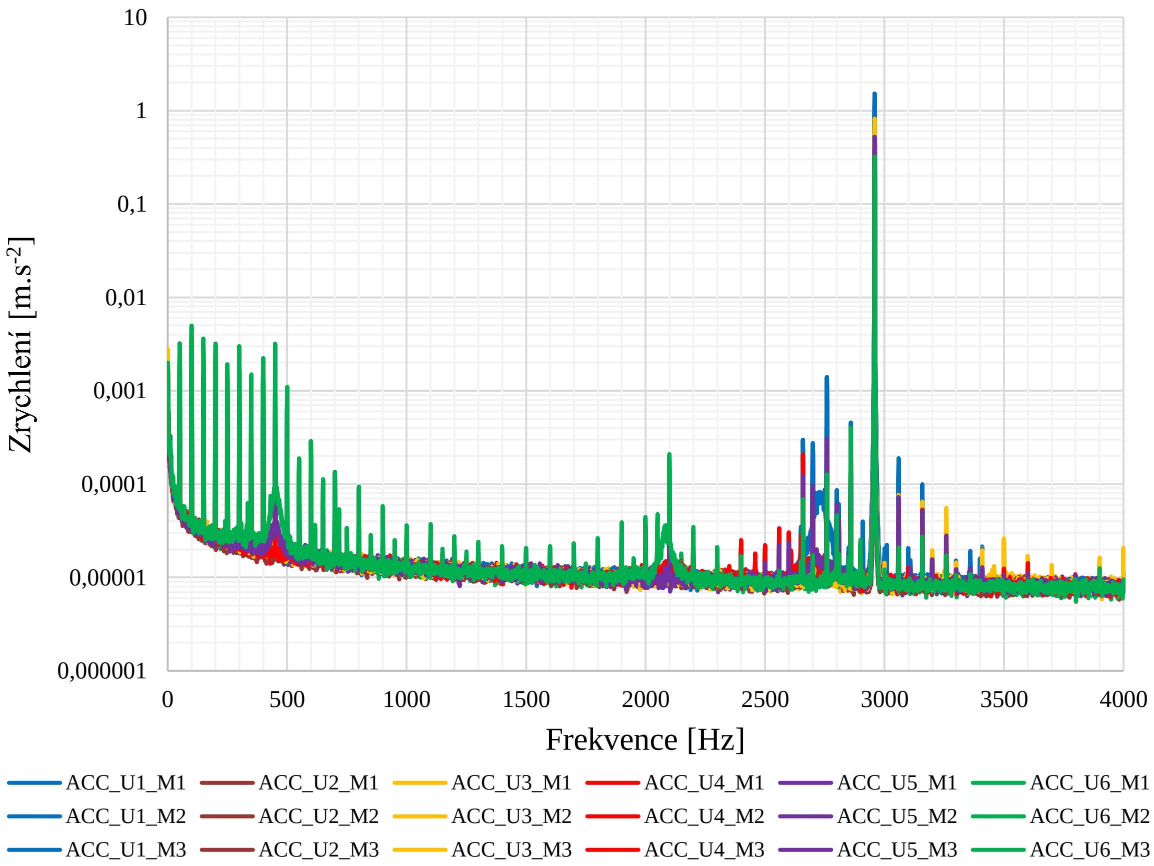
Obr. 34 Amplitudo-frekvenční charakteristika průběhu budící síly pro mód 12



Obr. 35 Amplitudo-frekvenční charakteristika průběhu zrychlení všech snímačů pro mód 12



Obr. 36 Amplitudo-frekvenční charakteristika průběhu budící síly pro mód 14

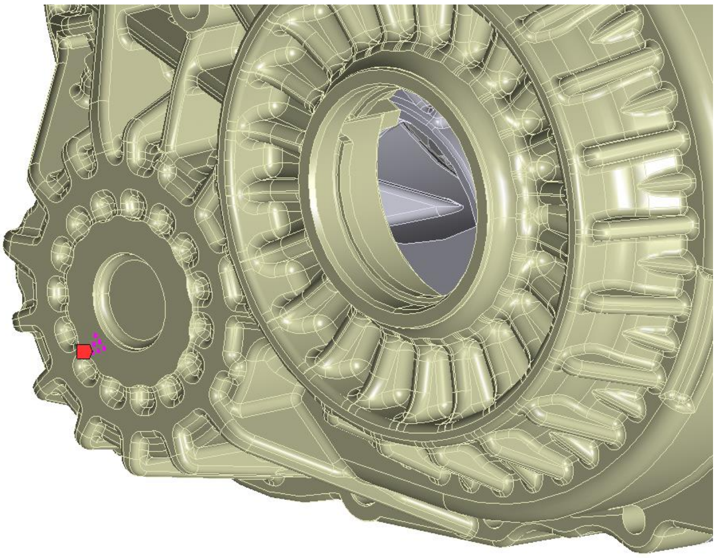


Obr. 37 Amplitudo-frekvenční charakteristika průběhu zrychlení všech snímačů pro mód 14

4.5 NUMERICKÁ HARMONICKÁ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

Po provedení experimentálního měření a následného vyhodnocení všech výchozích parametrů lze pokračovat v numerické simulaci, přičemž výsledné hodnoty experimentu slouží jako vstupní parametry pro sestavení numerického modelu. Celkově lze řešit numerickou harmonickou analýzu pomocí dvou způsobů, viz kapitola 2.3.1. Pro tuto aplikaci byla zvolena metoda modální superpozice, která navazuje na předchozí výsledky modální analýzy, což nese značný benefit v podobě větší rychlosti výpočtu.

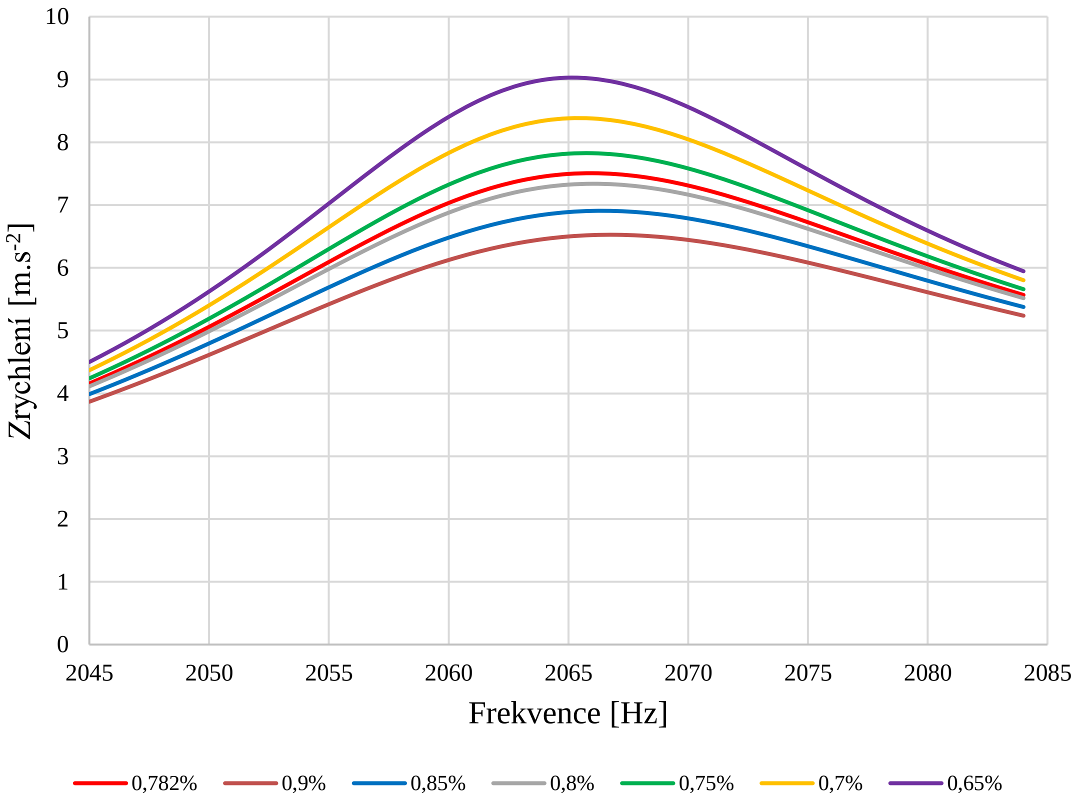
Harmonická analýza byla řešena tak, že její frekvenční interval byl zadaný jako vlastní frekvence ±20 Hz. Tento interval byl zvolen jako kompromis mezi dobou výpočtu a dostatečnou rezervou frekvenčního pásma pro zachycení průběhu zrychlení v blízkém okolí vlastní frekvence. Celkově byl frekvenční interval rozdělen do 40 kroků čili jeden krok činil 1 Hz. Dalším krokem bylo aplikování budící síly, jejíž působiště je shodné s místem působení u experimentálního měření, a to tedy na opačné straně, než jsou umístěny snímače odezvy, viz Obr. 38. Tato síla je konstantní v celém frekvenčním intervalu, přičemž její velikost je závislá na konkrétním vlastním módu a její přesné hodnoty lze nalézt v Tab. 11, Tab. 12 a Tab. 13.



Obr. 38 Aplikace budící síly

Dále byla měřena odezva v oblastech, kde se u experimentálního měření nacházely snímače zrychlení. Konkrétně byly hodnoty zrychlení odečítány z jednotlivých uzlů numerické sítě, jejíchž poloha odpovídá Obr. 31. Zrychlení bylo ve všech uzlech měřeno ve stejné ose, ve které docházelo k buzení struktury kromě oblasti žebra, kde bylo měřeno zrychlení ve stejném směru jako na snímači U1.

Na závěr bylo nezbytné definovat materiálové tlumení struktury. Vzhledem k tomu, že pro řešení této úlohy byla zvolena metoda modální superpozice, bylo zapotřebí materiálové tlumení definovat ve formě poměrného tlumení. Charakteristikou poměrného tlumení je, že i při malé změně hodnoty dochází k velké změně velikosti amplitudy. Pro demonstraci této vlastnosti byla provedena citlivostní analýza, kdy byla postupně měněná velikost poměrného tlumení. Výsledek této citlivostní analýzy lze vidět na Obr. 39, kde je možno vypozorovat, že změnou poměrného tlumení o 0,35 % se změní zrychlení až o 2,5 m.s^{-2}.



Obr. 39 Výsledek citlivostní analýzy zkoumající vliv poměrného tlumení na frekvenční odezvě

Numerická harmonická analýza byla řešena pro vybrané vlastní módy, které jsou uvedeny v Tab. 10, které jsou shodné s experimentálním měřením. Hodnota poměrného tlumení byla stanovena na základě metody modální šířky pásma. Tato hodnota byla dosazena vždy do numerického modelu, jehož okrajové podmínky byly shodné s experimentem.

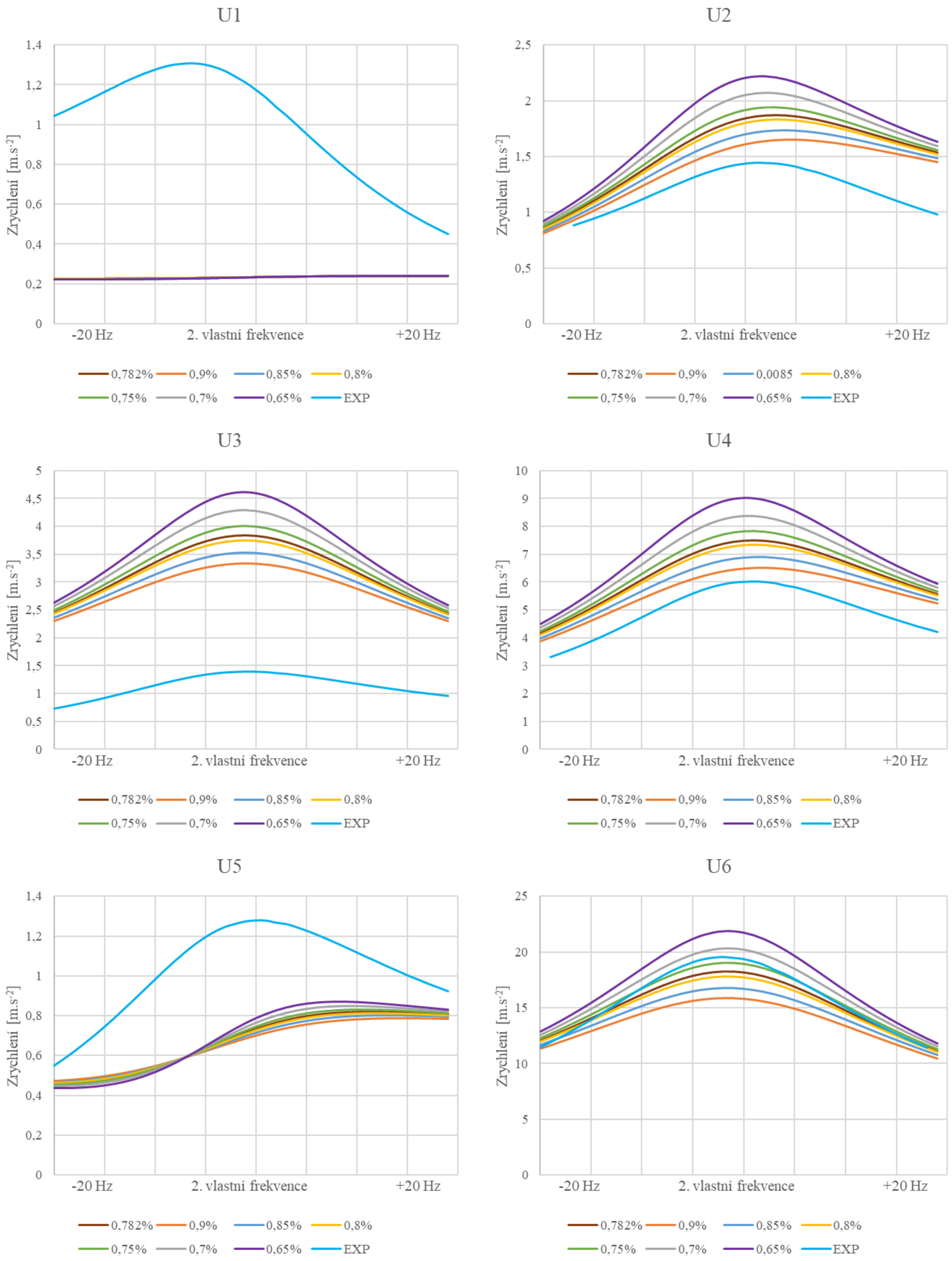
Následně došlo k modifikaci poměrného tlumení v blízkém okolí experimentálně stanovené hodnoty tlumení. Dále byl vyhodnocen průběh zrychlení v blízkém okolí vlastní frekvence získané experimentálním měřením. Hlavním cílem je sladění numerického modelu s experimentem tak, aby oba přístupy docílily shodných výsledků. Toho lze však v praxi dosáhnout velmi obtížně, a proto je nezbytné počítat s určitými odchylkami mezi výsledky. Jelikož je snahou vzájemně srovnat výsledky numerického řešení s experimentálním měřením, bylo nezbytné provést offset mezi vlastními frekvencemi těchto dvou přístupů. Na základě takto provedeného offsetu lze již vzájemně pozorovat rozdíl amplitud v závislosti na použitém způsobu řešení harmonické analýzy. Závěrem byly všechny výsledky vyneseny do charakteristiky popisující frekvenční odezvu v blízkém okolí vlastní frekvence, kde pro každý snímač zrychlení byly sestrojeny zvlášť. Výsledné charakteristiky pro vlastní módy 8, 12 a 14 lze vidět na Obr. 40, Obr. 41 a Obr. 42.

Při pohledu na výsledky 8. vlastního módu lze konstatovat, že jsou hodnoty zrychlení numerického modelu částečně nadhodnocené. K tomu dochází zejména na snímači U2, U3 a U4, přičemž u snímače U3 dochází k největšímu nadhodnocení, a to téměř o 2 $m.s^{-2}$. Dále si lze všimnout, že trend křivky vzniklé experimentálním měřením je velmi podobný křivkám numerického modelu s hodnotou tlumení 0,782 %, čili s hodnotou tlumení, která byla stanovena pomocí experimentálního měření. U snímačů U1 a U5 došlo k nedostatečnému popsání chování struktury, neboť v těchto oblastech byly při experimentu naměřeny větší

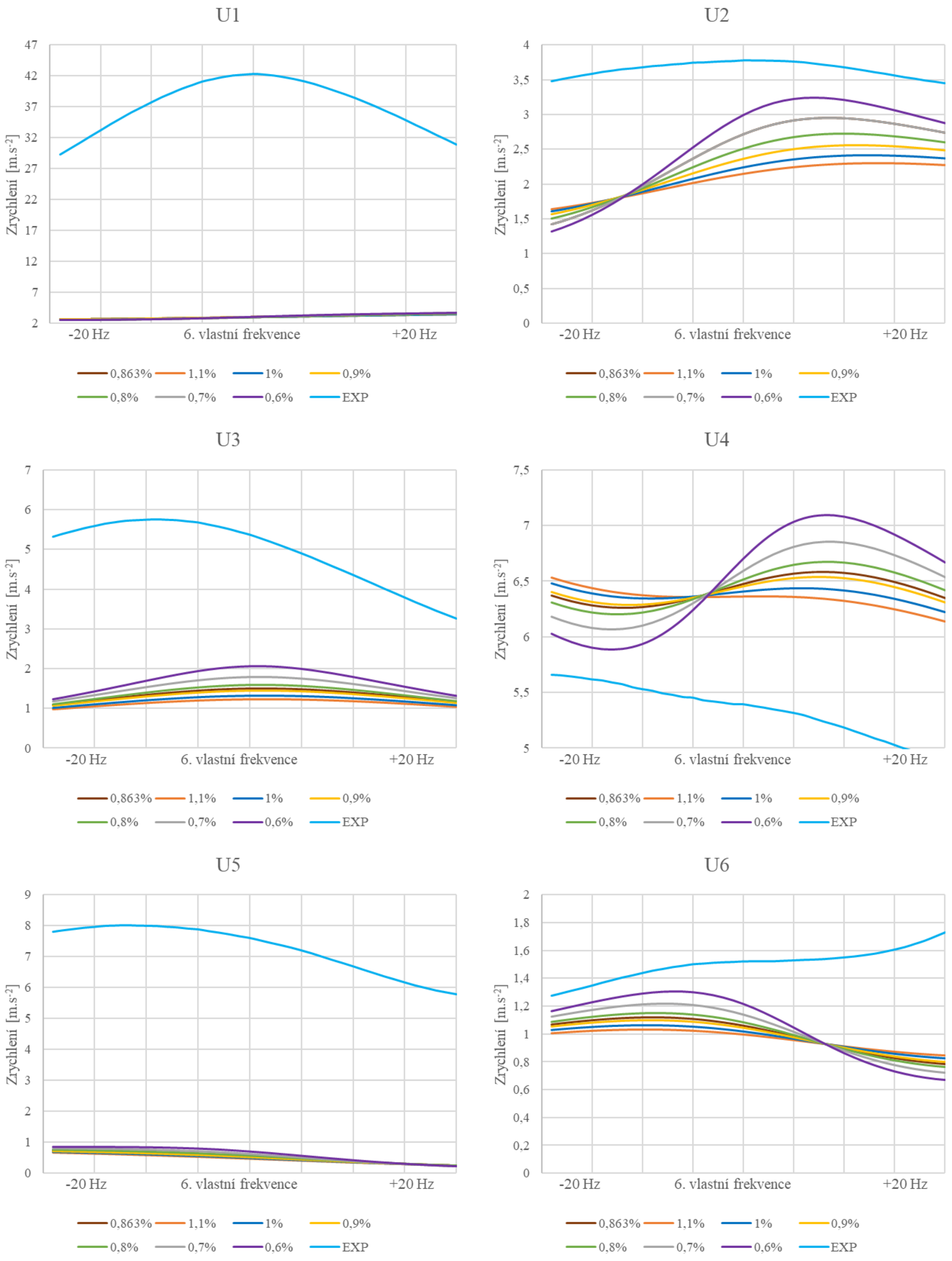
amplitudy. Díky tomu může v praxi dojít k zanedbání těchto oblastí, což se může negativně projevit na vibracích struktury. K největší shodě došlo u snímače U6, kde jsou si křivky tlumení velmi podobné jak tvarem, tak amplitudou, která se mírně liší, a její hodnota odpovídá spíše součiniteli tlumení 0,75 %. I přesto lze tento výsledek považovat za velmi dobrý, neboť zde došlo k největšímu sladění numerického modelu s experimentem.

U 12. vlastního módů je situace poněkud horší. Jak lze vidět na jednotlivých charakteristikách, kromě snímače U4 jsou všechny výsledky numerické simulace podhodnocené. Nejvíce tomu dochází u snímače U1, kde se amplituda experimentu pohybuje o řád výš. Dále je možné si všimnout, že u většiny případů nejsou maximální hodnoty amplitudy u vlastních frekvencí, případně u experimentálního měření mají křivky velmi plochý trend vyjma snímače U1. Na tomto vlastním módu se ukazuje důležitost experimentálního měření, neboť numerický model zde disponuje mnohem menšími amplitudami. To by se mohlo v praxi projevit prudkým nárůstem vibrací struktury, se kterými bychom nebyli dostatečně seznámeni na základě výsledků numerické simulace. Přivádí to k myšlence tento vlastní mód nadále zkoumat a zjistit, co vede k tak odlišným výsledkům mezi numerickým modelem a experimentem.

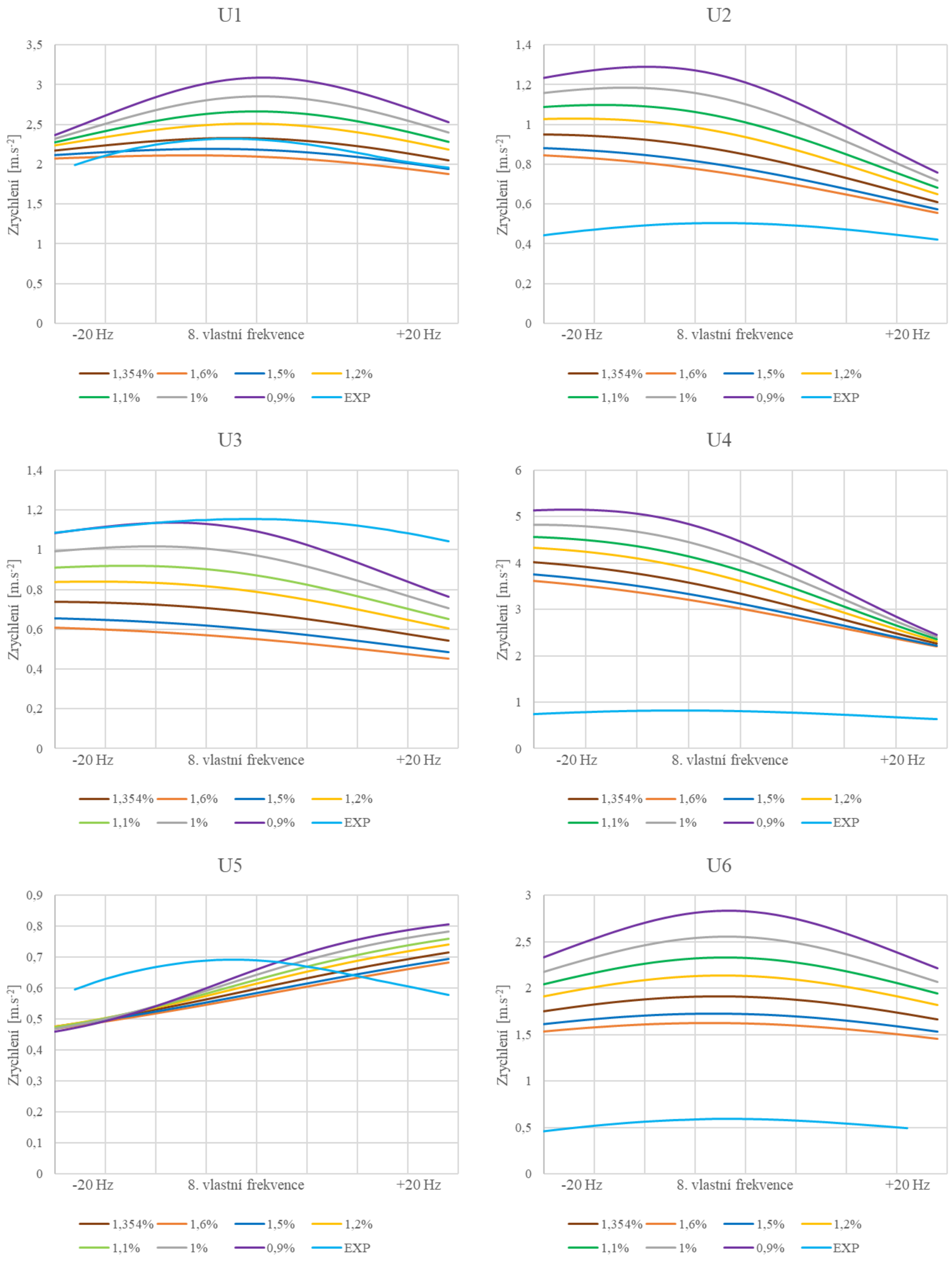
Závěrem lze vidět výsledky 14. vlastního módu. Zde ve většině případů dochází k nadhodnocení výsledků numerické simulace kromě snímače U3, kde jsou hodnoty oproti experimentu nižší. Dále si lze také všimnout, že u snímače U6, a částečně U1 a U3, je trend křivky experimentálního měření shodný s trendem křivky odpovídající tlumení 1,354 %. Na druhou stranu u snímače U5 jsou trendy křivek velmi odlišné. Důležité je však podotknout, že u snímače U1 jsou hodnoty amplitudy při vlastní frekvenci téměř stejné, jak pro experimentální měření, tak pro numerický model s použitým tlumením 1,354 %. To lze považovat za velmi dobrý výsledek, neboť zde dochází ke shodě těchto dvou způsobů řešení harmonické analýzy.



Obr. 40 Srovnání frekvenční odezvy mezi numerickou simulací a experimentem pro různé hodnoty poměrného tlumení – mód 8



Obr. 41 Srovnání frekvenční odezvy mezi numerickou simulací a experimentem pro různé hodnoty poměrného tlumení – mód 12



Obr. 42 Srovnání frekvenční odezvy mezi numerickou simulací a experimentem pro různé hodnoty poměrného tlumení – mód 14

ZÁVĚR

Rešeršní část diplomové práce je věnována problematice elektromobility s postupným přechodem do oblasti zabývající se emitací zdrojů vibrací a hluku převodového ústrojí a jejich dalšího šíření. Pro snížení vibrací a hluku se v prvé řadě využívá modální analýza. Modální analýzu lze provést buď analytickým výpočtem, který se v dnešní době moc nepoužívá, nebo pomocí numerického výpočtu, který řeší úlohy na základě metody konečných prvků. Pro verifikaci numerického řešení se využívá experimentální měření, které sebou nese řadu příprav, mezi něž patří úprava geometrie dané struktury, zvolení vhodné měřící techniky na základě typu buzení, postupné snímání odezvy struktury až po vyhodnocení dat. Na modální analýzu navazuje problematika materiálového tlumení. Zde jsou popsány metody, jak lze stanovit materiálové tlumení za pomoci literatury i experimentu. Zároveň je znázorněn postup, jakým lze stanovit materiálové tlumení v závislosti na použité metodě řešení harmonické analýzy, která je pro svou komplexnost řešena prostřednictvím numerického přístupu. Konkrétně lze sestavit výpočtový model pomocí metody modální superpozice nebo použitím plné metody. Tyto metody je liší zejména v časové náročnosti výpočtu. Stejně tak jako u modální analýzy se shodnost výsledků ověřuje experimentálním měřením. To se od experimentální modální analýzy liší ve způsobu buzení struktury, kdy je ve většině případů aplikován modální budič vibrací, dále také v množství použitých snímačů a ve způsobu vyhodnocení dat.

Za účelem stanovení vlivu rozdílné geometrie bylo nejprve přistoupeno k 3D skenování. Před samotným skenováním bylo nezbytné jednotlivé komponenty očistit, nalepit referenční body a nanést křídový povlak pro zmatnění povrchu. Výsledkem 3D skenování je polygonizovaná síť obsahující mnoho defektů, které bylo nezbytné opravit. Renovovaná síť skenovaného objektu byla porovnána s CAD modelem a podle něj byly změřeny odchylky na různých místech povrchu. Většina hodnot nepřesáhla odchylku 0,5 mm, přičemž velké odchylky jsou viditelné zejména v oblastech děr a hlubokých žeber, kde použitá technika již nestačí. Tento rozdíl ve výsledcích nedosahuje velkých hodnot z hlediska modálních vlastností, a proto bylo možné pro výpočtový model použít CAD geometrii.

Pro zpřesnění výsledků modální analýzy bylo využito přístupu, který před samotnou modální analýzou vyžaduje výpočet numerické strukturální analýzy. Na základě výsledků analýzy byla stanovena kontaktní tuhost mezi jednotlivými přírubami s ohledem na zadané silové působení, které bylo způsobeno vlivem předpětí šroubů. Tuhost spojení je znázorněna pomocí kontaktního statusu, přičemž velikost oblasti pevného spojení má značný vliv na chování vyšetřované struktury z hlediska modální vlastnosti.

Dalším krokem bylo vypočtení numerické modální analýzy, která navazovala na strukturální analýzu. Numerická modální analýza byla řešena v rozsahu od 0 do 4 kHz, přičemž první vlastní frekvence se objevily až od 2 kHz. V tomto intervalu bylo celkově nalezeno 17 nenulových vlastních módů. Dále bylo provedeno experimentální měření z důvodu ověření výsledků z numerické simulace. To bylo uskutečněno ve frekvenčním rozsahu od 0 do 3,2 kHz, což bylo způsobeno omezenou budící silou modálního kladívka. Díky tomu bylo nalezeno pouze 8 vlastních módů. Z uvedených hodnot vyplývá, že mezi jednotlivými přístupy řešení modální analýzy dochází k určitým odchylkám vlastních frekvencí, které nabývají v rozmezí od 0,04 do 3,36 %. Značný vliv na tyto rozdíly může mít použitý materiálový model. Ten byl následně modifikován, čímž došlo k částečnému snížení odchylek mezi jednotlivými přístupy. Další vliv na rozdíl ve výsledcích mohl být způsoben šumem v signálu odezvy, či komplexností geometrie a z toho plynoucích odchylek v modální síti, nebo nemožností přesného vybuzení některých míst vlivem velikosti hrotu modálního kladívka.

Následovala experimentální harmonická analýza, které nejdříve předcházely harmonické sweepy. Tyto sweepy byly provedeny se záměrem ověření vlastních frekvencí v definovaném frekvenčním rozsahu. Na základě toho byly vybrány módy 8, 12 a 14, které oproti ostatním vynikaly svou dominancí z hlediska vibrací. Struktura byla buzena pomocí modálního budiče vibrací sinusovým signálem, přičemž její odezva byla snímána za pomoci šesti jednoosých akcelerometrů. Poté byla pro každý vlastní mód vytvořena amplitudo-frekvenční charakteristika zvlášť pro průběh budící síly a zvlášť pro průběh zrychlení z jednotlivých snímačů. Výsledné parametry dále sloužily jako vstupní hodnoty pro sestavení numerického modelu. Ten byl uspořádán tak, aby odpovídal okrajovým podmínkám experimentu. Pro výpočet numerické simulace byla použita metoda modální superpozice, pro kterou bylo nutné definovat materiálové tlumení ve formě poměrného tlumení. Dále byla provedena citlivostní analýza, která poukázala na fakt, že i při malé změně součinitele tlumení dochází k výrazné změně amplitudy.

Dále byla diplomová práce věnována srovnání numerického modelu s experimentálním měřením. Nejlepších výsledků bylo dosaženo u 8. vlastního módu, a to konkrétně u snímače U6, kde jsou si křivky tlumení velmi podobné jak tvarem, tak amplitudou, která se mírně liší a její hodnota odpovídá spíše součiniteli tlumení 0,75 %. Dobrých výsledků bylo také dosaženo u snímačů U2, U3 a U4, kde jsou si trendy křivky experimentu velmi podobné s trendy křivek odpovídací poměrnému tlumení 0,782 %, což je právě hodnota, která byla stanovena na základě experimentálního měření. Naopak 12. vlastní mód svým způsobem nekoresponduje ani v jednom případě, což vede k myšlence tento vlastní mód nadále zkoumat a zjistit, z čeho pocházejí odlišnosti mezi těmito přístupy. U 14. vlastního módu dochází ve většině případů k nadhodnocení výsledků numerické simulace. V konečném důsledku je tato situace lepší, než kdyby tomu bylo naopak, neboť vybrané oblasti struktury nejsou podceněny z hlediska vznikajících vibrací. Důležité je také dodat, že u snímače U1 byly naměřené hodnoty amplitudy téměř stejné, jak pro experimentální měření, tak pro numerický model s použitým poměrným tlumením 1,354 %. Lze tedy říct, že se podařilo mezi sebou přiblížit tyto dva způsoby řešení harmonické analýzy, a zároveň došlo k prozkoumání poměrného tlumení v závislosti na frekvenční odezvě struktury.

Z provedené analýzy vyplývá, že největších amplitud bylo dosaženo u 12. vlastního módu – konkrétně u snímače U1, který je připevněn na žebru. Maximální hodnota amplitudy na snímači U1 dosahovala 50 $m.s^{-2}$. Na snímači U5, který se nachází na víku převodové skříně v místě otvoru pro ložisko, byly naměřeny amplitudy s menší velikostí než v případě snímače U1. Na základě těchto zjištění lze tedy konstatovat, že oblast žebra je z hlediska vibrací nejkritičtější částí převodové skříně.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] RODRIGUES, Carlos. *Design of a high-speed transmission for an electric vehicle* [online]. Porto, 2018 [cit. 2019-10-04]. Dostupné z: https://repositorio-aberto.up.pt › bitstream

[2] BRAUER, Samuel. *High Speed Electric Vehicle Transmission* [online]. 2017 [cit. 2019-10-04]. Dostupné z: http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1131147/FULLTEXT01.pdf. Master thesis. Karlstad University, Faculty of Health, Science and Technology.

[3] NOVOTNÝ, Pavel. *Zdroje vibrací a hluku ve vozidlech*. Brno, 2019. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

[4] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise* [online]. Brno, 2003 [cit. 2019-10-11]. Dostupné z: http://ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/214/16_teze.pdf/. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování.

[5] BEKKER, Anriëtte. Influences of Electric Propulsion on Vehicle Vibro-acoustics. *R & D Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering* [online]. 2014, (30), 47-54 [cit. 2019-10-16]. Dostupné z: https://www.semanticscholar.org/paper/Influences-of-Electric-Propulsion-on-Vehicle-Bekker/3990a25604f6c1c18578d244e48e0638a2079aa8

[6] BARTOŠOVÁ, Daniela. *Chyba převodu u čelního ozubení s přímými zuby* [online]. Brno, 2018 [cit. 2019-10-15]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=174757. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

[7] PROKOP, Aleš. *Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2019-10-15]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=137723. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

[8] FRANKOVSKÝ, Peter. *Využitie modálnej analýzy pri diagnostike vibrácií strojných zariadení* [online]. Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2011 [cit. 2019-10-24]. Dostupné z: https://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/19-2011/pdf/178-184.pdf

[9] KŠICA, Filip. *Modelování dynamických vlastností a chování technických soustav* [online]. Brno, 2016 [cit. 2019-10-24]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=127349.

Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky.

[10] KRATOCHVÍL, Ctirad a Jaromír SLAVÍK. *Mechanika těles: dynamika*. 2. rozš. vyd. Brno: PC-DIR, 1997. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0946-0.

[11] BILOŠOVÁ, Alena. *Týmová cvičení předmětu Experimentální modální analýza: návody do cvičení předmětu "Experimentální modální analýza"* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011 [cit. 2019-10-24]. ISBN 978-80-248-2756-8. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2756-8.pdf

[12] BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012 [cit. 2019-11-04]. ISBN 978-80-248-2758-2. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2758-2.pdf

[13] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora* [online]. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012 [cit. 2019-11-24]. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf

[14] NOVOTNÝ, Pavel. *Základy problematiky vibrací*. Brno, 2019. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

[15] NOVOTNÝ, Pavel. *Metoda konečných prvků v dynamice*. Brno, 2019. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

[16] CAI, C., H. ZHENG, M. S. KHAN a K. C. HUNG. *Modeling of Material Damping Properties in ANSYS* [online]. Defense Systems Division, Institute of High Performance Computing 89C Science Park Drive, Singapore Science Park I, Singapore 118261, 2002 [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: https://pdfs.semanticscholar.org/dbf0/2a2051dcb184d7f5db0e409769d6cbfb6c00.pdf

[17] DE SILVA, Clarence W. *Vibration: fundamentals and practice*. 2nd ed. Boca Raton, 2007. ISBN 08-493-1987-0.

[18] WU, Baisheng. A correction of the half-power bandwidth method for estimating damping. *Archive of Applied Mechanics* [online]. vol. 85. 2015, **85**(2), 315-320 [cit. 2020-02-12]. DOI: 10.1007/s00419-014-0908-0. ISSN 0939-1533. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/s00419-014-0908-0

[19] *Chapter Ten Harmonic Analysis.: ANSYS Inc.* [online]. USA, 2005 [cit. 2020-02-13]. Dostupné z: https://slideplayer.com/slide/5266952/

[20] MORGAN, Kelly. *Shock & Vibration using ANSYS Mechanical: ANSYS Inc.* [online]. USA, 2015 [cit. 2020-02-13]. Dostupné z: http://www.ozeninc.com/wp-content/uploads/2015/05/shock-and-vibration-analysis-using-ansys-mechanical.pdf

[21] RAMÍK, Pavel. *Skenování s 3D skenerem*. Brno, 2020. Podklady ke studiu. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

[22] Utahovací momenty šroubů. *Briol: Spojovací materiály* [online]. b.r. [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu

[23] RMS Voltage Tutorial. *Electronics tutorials* [online]. b.r. [cit. 2020-08-25]. Dostupné z: https://www.electronics-tutorials.ws/accircuits/rms-voltage.html

[24] *Akcelerometry, senzory pro měření statického nebo dynamického zrychlení* [online]. b.r. [cit. 2019-12-30]. Dostupné z: https://slideplayer.cz/slide/3102990/

[25] SVMTech. *Modální budiče* [online]. b.r. [cit. 2019-11-24]. Dostupné z: https://www.svmtech.cz/cz/vibracni-testovani

[26] Impulse Hammer. *Kistler* [online]. b.r. [cit. 2019-11-05]. Dostupné z: https://www.kistler.com/en/product/type-9722a/

.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

3D	[-]	Trojrozměrný
A_i	[m]	Amplituda i-tého signálu
A_{max}	[m]	Maximální amplituda
A_{RMS}	[m]	Efektivní hodnota amplitudy
b	[N.s.m^{-1}]	Tlumení soustavy
b_{kr}	[N.s.m^{-1}]	Kritické tlumení soustavy
$\boldsymbol{B}$	[N.s.m^{-1}]	Matice tlumení soustavy
$\boldsymbol{B}_k$	[N.s.m^{-1}]	Matice tlumení jednotlivých prvků
$\boldsymbol{B}_\xi$	[N.s.m^{-1}]	Frekvenčně závislá matice tlumení
CAD	[-]	Computer aided design – počítačové projektování
CCD	[-]	Charge coupled device – čip s vázanými náboji
CO_2	[-]	Oxid uhličitý
DOF	[-]	Degree of freedom – stupeň volnosti
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti v tahu
EV	[-]	Elektric vehicle – elektrické vozidlo
$F(t)$	[N]	Okamžitá síla v čase t
FFT	[-]	Fast Fourier transform – rychlá Fourierova transformace
FRA	[-]	Frequency response analyzer – frekvenční analyzátor odezvy
FRF	[-]	Frequency responce function – frekvenční odezvová funkce
GHG	[-]	Greenhouse gas – skleníkové plyny
$H(\omega)$	[-]	Frekvenční odezvová funkce
k	[N.m^{-1}]	Tuhost soustavy
$\boldsymbol{K}$	[N.m^{-1}]	Matice tuhosti soustavy
$\boldsymbol{K}_j$	[N.m^{-1}]	Matice tuhosti zohledňující vliv různých materiálů
m	[kg]	Hmotnost soustavy
$\boldsymbol{M}$	[kg]	Matice hmotnosti soustavy
MDOF	[-]	Multiple degree of freedom – více stupňů volnosti
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
n	[-]	Počet stupňů volnosti
N	[-]	Počet vlastních módů
N_{ele}	[-]	Počet elementů soustavy
N_{mat}	[-]	Počet materiálů soustavy

NVH	[-]	Noise vibration harshness – vibrace a hluk
PC	[-]	Personal computer – osobní počítač
q	[m]	Výchylka
$\boldsymbol{q}$	[m]	Vektor výchylky
$\dot{\boldsymbol{q}}$	[m.s^{-1}]	Vektor rychlosti
$\ddot{q}$	[m.s^{-2}]	Zrychlení
$\ddot{\boldsymbol{q}}$	[m.s^{-2}]	Vektor zrychlení
r	[-]	Počet cyklů
R_1	[m]	Poloměr roztečné kružnice 1. ozubeného kola
R_2	[m]	Poloměr roztečné kružnice 2. ozubeného kola
RMS	[-]	Root mean square – efektivní hodnota
SDOF	[-]	Single degree of freedom – jeden stupeň volnosti
TE	[-]	Transmission error – chyba převodu
u	[m]	Amplituda výchylky
$\boldsymbol{u}$	[m]	Vektor amplitud výchylek
U_n	[-]	n-tý jednoosý akcelerometr
ÚADI	[-]	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
α	[-]	Konstanta zahrnující vliv konstrukčního tlumení
β	[-]	Konstanta popisující vliv materiálového tlumení
β_j	[-]	Multiplikátor matice tlumení zahrnující vliv materiálů
β_c	[-]	Multiplikátor matice tuhosti s proměnnou tuhostí
ξ	[-]	Poměrné tlumení
ξ_i	[-]	Poměrné tlumení pro každý i-tý tvar kmitání
μ	[-]	Poissonova konstanta
ρ	[kg.m^{-3}]	Hustota materiálu
ω	[rad.s^{-1}]	Frekvence
ω_i	[rad.s^{-1}]	i-tá vlastní frekvence
$\Delta\omega_i$	[rad.s^{-1}]	Rozdíl mezi horní a dolní hranicí frekvenčního pásma
Ω	[rad.s^{-1}]	Vlastní frekvence
λ	[-]	Vlastní číslo
λ_r	[-]	Vlastní číslo r-tého řádu
ϕ	[-]	Modální matice
ϕ_j^r	[-]	j-tý prvek r-tého vektoru vlastních tvarů

ϕ_k^r	[-]	k-tý prvek r-tého vektoru vlastních tvarů
$\alpha_{jk}(\omega)$	[-]	Prvek matice frekvenční odezvové funkce
δ	[-]	Logaritmický dekrement
$\Theta_{1\ TEOR}$	[rad]	Teoretické úhlové natočení 1. ozubeného kola
$\Theta_{2\ REAL}$	[rad]	Skutečné úhlové natočení 2. ozubeného kola
$\Theta_{2\ TEOR}$	[rad]	Teoretické úhlové natočení 2. ozubeného kola