



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

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZKUŠEBNÍHO STAVU S
OTEVŘENOU SMYČKOU TOKU MOMENTU PRO
EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ PARAMETRŮ
PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ**

TEST RIG DESIGN PROPOSAL FOR THE EXPERIMENTAL VALIDATION OF TRANSMISSION
PARAMETERS IN OPEN LOOP TORQUE CONDITION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Máca

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jiří Máca**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Konstrukční návrh zkušebního stavu s otevřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zabývající se konstrukčním návrhem zkušebního stavu pro měření NVH parametrů jednostupňové experimentální převodovky, situované v otevřené smyčce toku momentu. Hlavní náplní práce bude celkové navržení uchycení měřicího řetězce do stavu výkresové dokumentace a výpočtová kontrola jeho modálních vlastností a zátěžových charakteristik vzhledem k předpokládanému způsobu využití.

Cíle diplomové práce:

Rešerše zahrnující způsoby měření parametrů převodovek.
Konstrukční návrh experimentálního stavu včetně výkresové dokumentace.
Výpočtové ověření modálních vlastností pomocí MKP.
Výpočtové ověření pevnostních charakteristik pomocí MKP.

Seznam doporučené literatury:

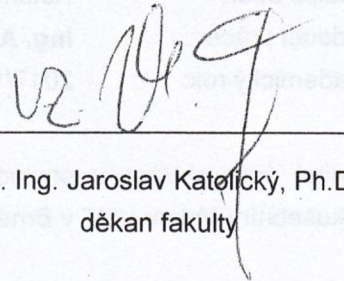
TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.
BIES, David A. a Colin H. HANSEN. Engineering noise control: Theory and Practice. 3rd edition. New York: Spon Press, 2003, 748 s. ISBN 0-415-26714-5.
SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998, 250 s. ISBN 8090193625.

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

V Brně, dne 26. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato závěrečná diplomová práce se zabývá problematikou měření vibrací a hluku převodových ústrojí. Rešeršní část popisuje základní problematiku vzniku hluku a vibrací, jejich měření, dále také zdroje vibrací v převodových ústrojích. Praktická část se zabývá konstrukčním návrhem uchycení experimentální jednostupňové převodovky a zatěžovacího dynamometru do bezdozvukové komory včetně výkresové dokumentace. Dále pak kontrolou modálních vlastností navrženého zkušebního stavu použitím metody konečných prvků, analytickou a numerickou kontrolou torzních kmitů rotujících částí s ohledem na předpokládané frekvenční rozsahy použití.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vibrace, hluk, převodovka, testovací stolice, metoda konečných prvků, bezdozvuková komora

ABSTRACT

This final diploma thesis deals with the issue of vibration and noise measurement of transmission devices. The research part describes the basic issues of noise and vibration generation, their measurement, as well as sources of vibrations in gear units. The practical part deals with the design proposal of the attachment of the experimental single-stage gearbox and the load dynamometer to the anechoic chamber including the drawings. Further, by checking the modal properties of the proposed test stand, using the finite element method, the analytical and numerical control of the torsional vibrations of the rotating parts with respect to the expected frequency ranges of use.

KEYWORDS

Vibrations, noise, gearbox, test stand, finite element method, anechoic chamber

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MÁCA, JIŘÍ, Konstrukční návrh zkušebního stavu s otevřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Aleš Prokop Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Jiří Máca

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu závěrečné práce Ing. Aleši Prokopovi Ph.D. za odborné vedení práce a cenné rady. Také bych rád poděkoval mým rodičům za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Vibrace a hluk	11
1.1 zdroje hluku	11
1.2 Akustická pole	11
1.2.1 Volné akustické pole	12
1.2.2 Difúzní akustické pole	13
1.3 Akustické komory	13
1.3.1 Bezdozvukové komory	14
1.3.2 Dozvukové komory	15
1.4 Vibrace	16
1.4.1 Veličiny a vztahy pro popis vibrací	16
1.4.2 Vlastní frekvence kmitání	19
1.4.3 Rezonance	20
2 Měření hluku a vibrací	21
2.1 Mikrofony	21
2.1.1 Kondenzátorový mikrofón	21
2.1.2 Intenzitní sonda	21
2.1.3 Mikrofonní pole	22
2.2 Snímače vibrací	23
2.2.1 Piezoelektické akcelerometry	24
2.2.2 Vlivy působící na snímače vibrací	26
2.2.3 Cejchování snímačů vibrací	26
2.2.4 Bezdotykové snímače vibrací – laserový vibrometr	27
3 Zdroje hluku a vibrací převodových ústrojí	29
3.1 Záběr ozubení	29
3.2 Chyba převodu	29
3.3 Ostatní zdroje hluku	30
4 Měřicí řetězec pro měření hluku a vibrací převodového ústrojí	31
4.1 Zkušební stav s uzavřenou smyčkou toku momentu	31
4.2 Zkušební stav s otevřenou smyčkou toku momentu	32
4.2.1 Zdroj točivého momentu	32
4.2.2 Součásti pro přenos točivého momentu	33
4.2.3 Vířivý dynamometr	34
4.2.4 Experimentální převodovka	35
5 Konstrukční návrh	37

5.1	Výchozí stav-vstupní data.....	37
5.2	Vytvoření 3D modelu	38
5.2.1	První varianta návrhu.....	38
5.2.2	Druhá varianta návrhu	40
5.2.3	Třetí varianta návrhu	40
5.2.4	Čtvrtá varianta návrhu	41
5.2.5	Pátá varianta návrhu	42
5.3	Modální analýza.....	43
5.3.1	Příprava modelu.....	43
5.3.2	Diskretizace modelu-tvorba sítě	44
5.3.3	Okrajové podmínky	45
5.3.4	Výsledky modální analýzy-vlastní tvary	46
5.4	Kontrola torzních kmitů rotujících částí	49
5.4.1	Analytický přístup	51
5.4.2	Multibody model - Adams.....	53
	Závěr.....	54
	Seznam použitých zkratk a symbolů	57
	Seznam příloh.....	59

ÚVOD

Měření hluku a vibrací patří nejen v automobilovém průmyslu k důležité součásti vývoje nových produktů. Vliv vibrací na životnost součástí je jedním z důvodů aplikace znalostí vibroakustiky, nicméně v posledních letech je kladen stále větší důraz na hlukové emise šířící se do okolního prostředí. V oblasti automobilového průmyslu se tak zkoumá jak hluk vyzařovaný do okolí, a to z důvodu legislativních nařízení a předpisů určují nejruznější limity, ale také zvukový komfort uvnitř automobilu. Ten je podstatný obzvláště z důvodů konkurenceschopnosti na rychle se vyvíjícím trhu.

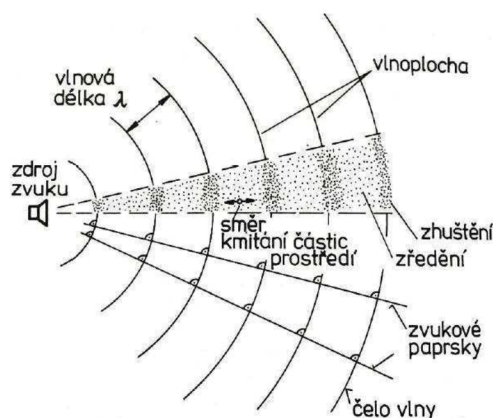
Rozvoj výpočetní techniky a simulačních softwarů umožňuje velkou část výzkumu provést bez nutnosti výroby fyzické součásti a tím velmi výrazným způsobem snižuje finance nutné na vývoj. Výpočetní modely nicméně v mnohých případech přijímají určitá zjednodušení a kompromisy oproti reálným podmínkám. Správnost použité metodiky je proto nutné ověřovat experimentálně. V problematice akustiky se pro měření využívá bezdozvukových laboratoří, které simulují podmínky volného akustického pole.

Obsahem této práce je návrh zkušebního stavu s otevřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí. Tento zkušební stav bude sloužit k ověřování NVH parametrů v bezdozvukové komoře Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

Práce se v prvních dvou částech zabývá obecnou problematikou hluku a vibrací a nástroji jejich experimentálního ověření. Třetí část popisuje mechanismy vzniku vibrací a hluku v převodových ústrojích s ozubenými koly. Čtvrtá část popisuje jednotlivé metody a součásti měření těchto převodů v laboratorních podmínkách, konkrétně v této práci probírané otevřené smyčce toku momentu. Poslední pátá část už popisuje vlastní konstrukční návrh v programovém prostředí Creo Parametric, ověření jeho modálních vlastností pomocí metody konečných prvků ve výpočetním softwaru Ansys Workbench a kontrolu torzních kmitů rotujících částí analytickým způsobem v programovém prostředí Matlab a také v multibody softwaru Adams. Součástí práce je i výkresová dokumentace navrženého experimentálního stavu pro jeho následnou výrobu.

1 VIBRACE A HLUK

Dynamické síly, vnitřního nebo vnějšího původu, vyvolávají v mechanických soustavách a konstrukcích kmitání. Kmitání se v pružných médiích šíří od zdroje do ostatních částí prostředí ve vlnách. Kmitáním povrchu těles se pak energie přenáší do okolního pružného prostředí (nejčastěji vzduchu) ve formě zvuku. Odevzdá tak část své mechanické energie do okolního prostředí ve formě energie akustické.



Obr. 1 Šíření zvukové vlny[2]

Zvuk se ve vzduchu šíří podélným vlněním pomocí lokální změny tlaku oproti jeho statické hodnotě. Tuto proměnnou složku lze nazvat Akustický tlak. Akustický tlak je skalární veličina a je tím pádem udávána pouze jeho velikost.

Nežádoucí a rušivý zvuk se nazývá hlukem. Přesná definice hluku není proto možná, jelikož vnímání zvuku člověkem je subjektivní a pro někoho rušivý hluk může být pro druhého člověka příjemný.[1]

1.1 ZDROJE HLUKU

U strojů a strojních zařízení lze rozlišit mechanický hluk, vznikající kmitáním povrchu stroje nebo jeho částí. Dalším možným zdrojem hluku je nestacionární proudění plynů nebo kapalin. Vzniká v oblastech prudké změny tlaku nebo v oblastech neustáleného proudění tekutiny. Tento typ se nazývá Aerodynamický hluk.

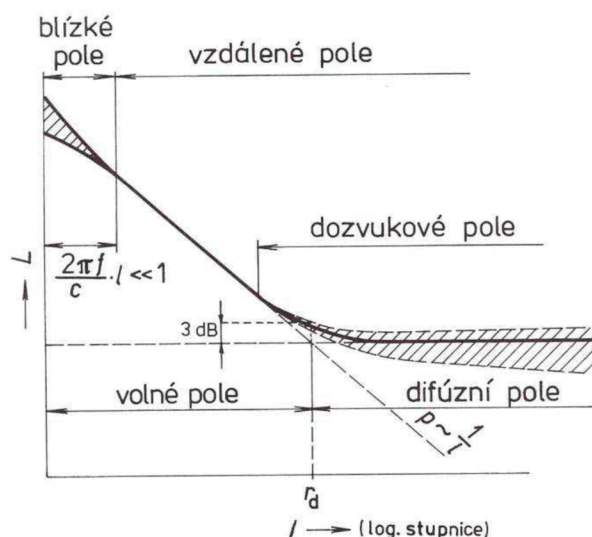
U převodových ústrojí je dominantní hlavně mechanický hluk, nicméně i aerodynamická složka vznikající prouděním oleje v ložiscích nebo mezi zuby ozubených kol může být přítomná. [1]

1.2 AKUSTICKÁ POLE

Šíření zvukových vln od zdroje vytváří v jeho okolí akustické pole. Jeho vlastnosti pak závisí na několika parametrech. Mezi tyto parametry patří: poloha zdroje, tvar vyzařovaných ploch, velikost a tvar okolního prostoru, okolní plochy a překážky, pohltivost okolních stěn a počet zdrojů včetně jejich rozmístění.

Akustická pole lze podle charakteru šířících se vln rozdělit na pole přímých vln, ve kterém se zvuk šíří do prostoru přímými vlnami od zdroje a na pole odražených vln, ve kterém se část

akustické energie odraží zpět od ploch prostoru. V těsné blízkosti zdroje nemusí být šíření vln nutně ve stejném směru jako kmitání částic. Toto pole se je nazýváno blízkým polem a někdy může být označeno jako Fresnellův prostor [2]. Tomuto poli se při měření většinou vyhýbá, jelikož akustické veličiny zde mohou být značně neurčité. Vzdálenost tohoto pole od zdroje závisí na frekvenci kmitání, tvaru a poloze vyzařujících ploch a jejich fázích pohybu v jednotlivých částech. Pole v dostatečné vzdálenosti od zdroje hluku se označuje jako vzdálené pole. Základní dva typy jsou volné akustické pole a difúzní pole. [1]



Obr. 2 Typy akustických poli[2]

1.2.1 VOLNÉ AKUSTICKÉ POLE

Předpokladem volného akustického pole je možnost neomezeného šíření akustické energie do všech směrů stejnoměrně. V tomto poli je vektor rychlosti kmitání částic ve směru šíření akustických vln. Akustický tlak je zde definován vztahem:

$$p^2 = \frac{W \cdot \rho \cdot c \cdot Q}{4\pi \cdot r^2}, \quad (1)$$

Zde pak je:

- p [Pa] – Akustický tlak
- ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] – Hustota vzduchu
- c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] – Rychlost zvuku ve vzduchu
- Q [-] – Faktor směrovosti zdroje
- r [m] – Vzdálenost od zdroje

Z tohoto vztahu je patrné, že hodnota akustického tlaku klesá na polovinu při zdvojnásobení vzdálenosti od zdroje zvuku, tedy lineárně.

Jelikož vnímání zvukových signálů lidským uchem není lineární, nýbrž se řídí logaritmickým zákonem, byly akustické veličiny definovány jako dekadický logaritmus poměru sledované veličiny a referenční hodnoty. Tyto vyjádření se nazývají hladiny akustických veličin. Příkladem je hladina akustického tlaku:

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

Pro prahovou hodnotu akustického tlaku:

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \quad (3)$$

je upravená rovnice ve tvaru:

$$L_p = 20 \log p + 94 \text{ [dB]}$$

Hladina akustického tlaku tedy se zdvojnásobením vzdálenosti od zdroje hluku klesne o 6 dB.[1]

1.2.2 DIFÚZNÍ AKUSTICKÉ POLE

Akustické pole, ve kterém se vlny odráží od stěn prostoru a v důsledku odrazů v něm dochází k fluktuaci akustického tlaku lze nazvat Difúzním akustickým polem, v takovémto poli nelze definovat směr šíření vln. Je ovšem potřeba aby byly splněny následující požadavky:

- V každém bodě pole má tok energie ve všech směrech stejnou hodnotu intenzity. Fáze však může být náhodná.
- Akustický tlak je rovnoměrně rozložen po prostoru v důsledku vícenásobných odrazů od stěn.
- Pokud se změní místo příjemce akustického signálu v prostoru, akustická intenzita pole se zde nezmění.

V teorii difúzních polí se využívá průměrovaná hodnota součinitele absorpce. Pro povrch s různými absorpčními vlastnostmi platí vztah:

$$\alpha_s = \frac{\sum_i S_i \cdot \alpha_{si}}{\sum_i S_i}, \quad (4)$$

Kde S_i je plocha a α_{si} součinitel absorpce i -tého povrchu místnosti.

Žádný z těchto povrchů však nesmí být absolutně pohltivý, jinak by nemohlo dojít ke vzniku difúzního pole.

1.3 AKUSTICKÉ KOMORY

Pro měření akustických veličin v uzavřených prostorech, které nemají dostatečně velkou velikost, se charakter akustického pole bude měnit podle vzdálenosti od zdroje zvuku. V blízkosti zdroje bude Fresnellův prostor, vzdálenost do které se bude dosahovat, závisí na charakteristických rozměrech, frekvenci a fázi kmitání jeho částí. Ve vzdálením poli se může částečně nacházet volné, ale i difúzní pole a to dle charakteristických vlastností měřicího prostoru.

Abychom mohli definovat jednotlivé druhy akustických komor, je nutné ještě zmínit veličiny dozvuk a doba dozvuku.

Dozvuk je čas, po který je prodloužené trvání zvuku v prostoru po odstranění zdroje. Je důsledkem odražení zvukových vln od stěn. Značí se T [s]

Doba dozvuku je čas, za který hladina akustického tlaku poklesne o 60 dB. To znamená, že akustický tlak v místnosti poklesne na tisícinu své původní hodnoty. Značí se T_{60} nebo t_d [s]. Doba dozvuku lze vyhodnotit ze vztahu:

$$T_{60} = t_d = 0,161 \cdot \frac{V}{\alpha_s \cdot S} \quad (5)$$

Kde jsou:

- V [m³] – objem místnosti
- S [m²] – součet všech ploch v místnosti
- α_s [-] – střední činitel zvukové pohltivosti místnosti

Doba dozvuku a objem místnosti určují tzv. dozvukovou vzdálenost r_d [m]

$$r_d = 0,062 \cdot \sqrt{\frac{V}{t_d}}, \quad (6)$$

V této vzdálenosti převažuje pole přímých vln nad difúzním polem. Akustická energie odražených vln se zde rovná akustické energii vln přímých. Jelikož objem zkušební místnosti je většinou limitován a není možné jej dostatečně zvětšit tak, aby bylo pole přímých vln dostatečně velké, jsou hlavní způsoby změny akustického pole zvětšení plochy stěn a změna pohltivosti povrchů. V závislosti na tom jestli chceme pro testování pole přímých vln nebo pole difúzní jsou používány dva typy akustických komor. Pro pole přímých vln je to tzv. bezdozvuková (anechoická) a dozvuková (difúzní) komora.[1]

1.3.1 BEZDOZVUKOVÉ KOMORY

V těchto komorách se akustické vlny šíří bez jakýchkoliv odrazů jako ve volném poli. Vyskytují se zde proto pouze přímé složky akustických veličin. Potlačení odrazů od stěn komory se dosahuje zvětšením pohlcující plochy a použitím materiálů s vysokým součinitelem absorpce. Stěny bezdozvukové komory jsou proto opatřeny dlouhými jehlany z materiálů jako je např. skelná vata nebo minerální vlna. Podle toho, jestli je těmito jehlany pokryta i podlaha se komory rozdělují na plně bezdozvukové a polo bezdozvukové. Ty mají podlahu většinou pevnou, bez absorpčních povrchů, většinou kvůli ceně nebo požadavku na vysokou nosnost podlahy.

Využití bezdozvukových komor je pro přesná měření zdrojů zvuku bez jakéhokoliv rušení odrazy nebo cizími zdroji. V automotive se používá například k měření a lokalizaci zdrojů hluku na vozidle nebo jeho částech, jako je motor, převodová ústrojí a podobně.

Bezdozvukové komory tlumí lépe vysoké frekvence zvuku než nízké. Nejnižší možná frekvence, pro kterou je komora ještě bezdozvuková, závisí na jejím objemu a na hloubce pohltivých jehlanů.

Plně bezdozvuková komora, používaná na ústavu automobilního a dopravního inženýrství je zobrazena na obrázku 3.[1]



Obr. 3 Bezdozvuková komora
ÚADI

1.3.2 DOZVUKOVÉ KOMORY

Oproti bezdozvukovým komorám je princip dozvukových komor opačný. Jsou navrženy tak, aby simulovaly difúzní pole. Provádí se zde měření pohltivosti materiálů, výkonů akustických zdrojů nebo měření prostupu hluku skrze stavební prvky jako jsou okna, panely apod.

Stěny difúzních komor bývají vyrobeny z vysoce akusticky odrazivých materiálů, často jsou také konstruovány tak, aby nebyly jednotlivé stěny rovnoběžné a nevznikalo zde stojaté vlnění. Tím se docílí co největší doby dozvuku a zároveň co nejmenšího pole přímých vln.



Obr. 4 Dozvuková komora VÚTS Liberec[13]

V dozvukových komorách vykazuje odezva na nízkofrekvenční hluk vrcholy odpovídající vlastním frekvencím vzduchu v komoře. Zvyšováním frekvence hluku dochází k překrývání jednotlivých módů až do bodu, kdy se odezva na širokopásmový hluk stává přibližně konstantní. Vlastnosti akustického pole pak mohou být popsány statistickými vztahy. Tato frekvence, od které lze považovat komoru za difúzní se nazývá přechodová frekvence. Závisí na době dozvuku T_{60} a objemu měřicí komory.

Vztah pro přechodovou frekvenci f_p [Hz]:

$$f_p = 2000 \cdot \left(\frac{V}{T_{60}}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

Pro zlepšení odezvy komory v nízkých frekvencích se na stěny komory umísťují nízkofrekvenční absorpční členy. Používají se pevné panely nebo rotující difuzory rozmístěné náhodně v prostoru s různou směrovou orientací. Tím se omezí vliv vlastních frekvencí komory.[1]

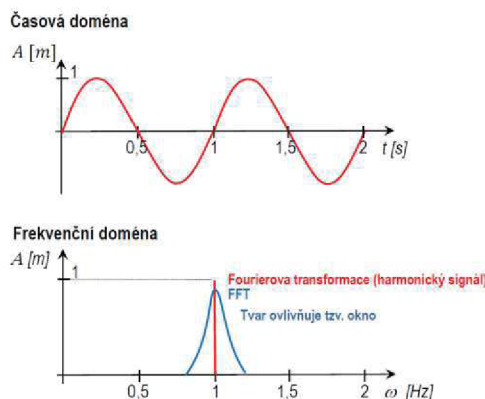
1.4 VIBRACE

Vibracemi se nazývá kmitání (oscilace) mechanické soustavy nebo jejích částí. Jednoduché vibrace se popisují amplitudou a frekvencí kmitání. Podle normy ČSN ISO 2041 představují vibrace pohyb pružného prostředí nebo tělesa, jehož jednotlivé body oscilují okolo své rovnovážné polohy. Vibrace vznikají působením sil proměnných v čase na systém nebo jeho část. Tyto síly se nazývají budicí a mohou mít různý charakter. Nejčastějším typem jsou periodicky se opakující síly - harmonické buzení nebo mechanický ráz, při kterém dojde ke skokové změně síly, zrychlení nebo výchylky. Ráz pak v soustavě vybudí přechodové vzruchy o různých frekvencích.

Velikost vibrací může být popsána výchylkou (amplitudou) a jejími časovými derivacemi: rychlostí, zrychlením a někdy také tzv. ryvem (v anglické literatuře označovaným jako jerk). Ryv je časová derivace zrychlení a udává tedy míru změny zrychlení v čase. U vibrací může být určující kterákoliv z těchto veličin. Z praktických důvodů je nejčastěji používané zrychlení, které je možné měřit akcelerometry. Numerickým integrováním lze pak dopočítat rychlost a výchylku v čase. Dle svého průběhu v čase se vibrace rozdělují na dvě hlavní skupiny: vibrace deterministické a vibrace náhodné. [2]

1.4.1 VELIČINY A VZTAHY PRO POPIS VIBRACÍ

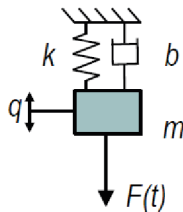
Veličiny, kterými jsou vibrace nejčastěji popisovány, bývají udávány v časové doméně [s]. Jsou to především amplituda [m], rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], která je důležitá z hlediska vyzařovaného hluku do okolí a zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$], které je důležité z hlediska mechanického namáhání. Zrychlení často bývá uváděno v násobcích gravitačního zrychlení [g]. V technické praxi se lze často setkat s frekvenční doménou [Hz], tzv. spektrem. Pro převod signálu z časové do frekvenční domény se používá matematického algoritmu FFT (z angl. Fast Fourier Transformation). [6]



Obr. 5 časová a frekvenční doména sinusového signálu[6]

RYCHLOST A ZRYCHLENÍ VIBRACÍ

Nejjednodušším modelem kmitavého pohybu je kmitání hmotného bodu s jedním stupněm volnosti. Model tohoto systému je zobrazen na obr. 6.



Obr. 6 Model kmitání s jedním stupněm volnosti [6]

Tento model častokrát dokáže nahradit reálný systém kmitání v dostatečné míře přesnosti. Veličiny definující tento jednoduchý model jsou tuhost pružiny k [N], tlumení b [N·s⁻²], hmotnost m [kg], zobecněná výchylka q [m] a zobecněná budící síla proměnná v čase $F(t)$ [N].

Sledováním výchylky v čase získáme signál v časové doméně. Z té lze dopočítat rychlost v [m·s⁻¹]

$$v = \dot{q} = \frac{\partial q}{\partial t}, \quad (8)$$

Druhou derivací získáme zrychlení a [m·s⁻²]

$$a = \ddot{q} = \frac{\partial^2 q}{\partial t^2}, \quad (9)$$

Z těchto veličin pak lze sestavit pohybovou rovnici kmitání hmotného bodu.

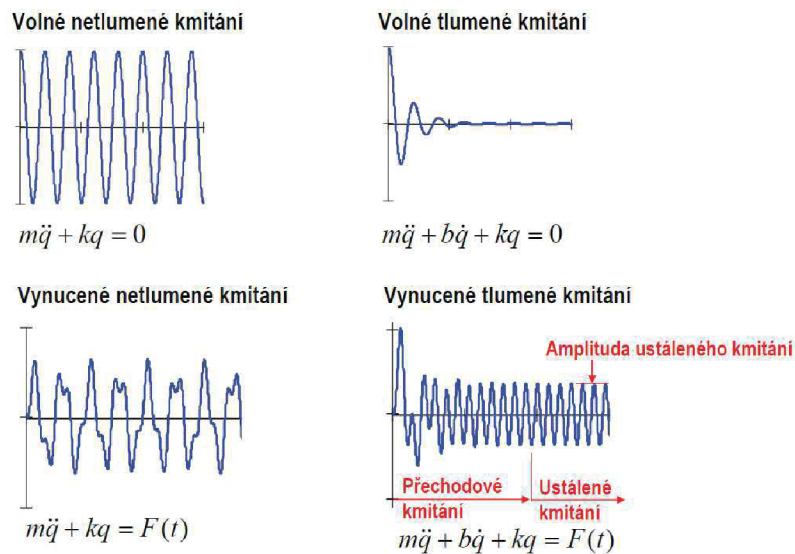
$$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = F(t), \quad (10)$$

Tato rovnice popisuje vynucené tlumené kmitání s jedním stupněm volnosti. Pro výpočet systému s více stupni volnosti se rovnice změní na soustavy rovnic a jednotlivé členy rovnice jsou tvořeny vektory nebo maticemi daných veličin. Tato rovnice má v závislosti na buzení a tlumení několik zvláštních tvarů, které jsou zobrazeny na obrázku č. 7

$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = F(t)$	vynucené tlumené kmitání
$m\ddot{q} + kq = F(t)$	vynucené netlumené kmitání
$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = 0$	volné tlumené kmitání
$m\ddot{q} + kq = 0$	volné netlumené kmitání

Obr. 7 Variace pohybové rovnice hmotného bodu s 1 stupněm volnosti [6]

Příklady časového průběhů kmitání s jedním stupněm volnosti lze vidět na obrázku č. 8



Obr. 8 Průběhy kmitání hmotného bodu s 1 stupněm volnosti[6]

Pokud uvažujeme volné netlumené kmitání, je předpokládáné řešení této diferenciální rovnice ve tvaru:

$$q_i = e^{\lambda t}, \quad (11)$$

Charakteristická rovnice má tvar:

$$m\lambda^2 + b\lambda + k = 0, \quad (12)$$

Řešení této kvadratické rovnice:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4mk}}{2m}, \quad (13)$$

Vyřešením této kvadratické rovnice se dostaneme k tvaru:

$$\lambda = \lambda_R + i\lambda_I, \quad (14)$$

Reálný člen určuje tlumení soustavy, imaginární pak vlastní frekvence. Pro další postup je nutné si definovat několik dalších veličin. První z nich je součinitel doznívání δ [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\delta = \frac{b}{2m}, \quad (15)$$

Vlastní frekvence netlumeného kmitání Ω [rad·s⁻¹]

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (16)$$

Vlastní frekvence tlumeného kmitání Ω_{TL} [rad·s⁻¹]

$$\Omega_{TL} = \sqrt{\Omega^2 - \delta^2}, \quad (17)$$

Kritické tlumení b_{KR} [N·s·m⁻¹] - je to taková hodnota tlumení, při které je zcela eliminována imaginární část řešení λ_1

$$b_{KR} = \sqrt{4km}, \quad (18)$$

Poměrné tlumení ξ_b [-] je bezrozměrná veličina udávající poměr mezi tlumením systému a kritickým tlumením

$$\xi_b = \frac{b}{b_{KR}}, \quad (19)$$

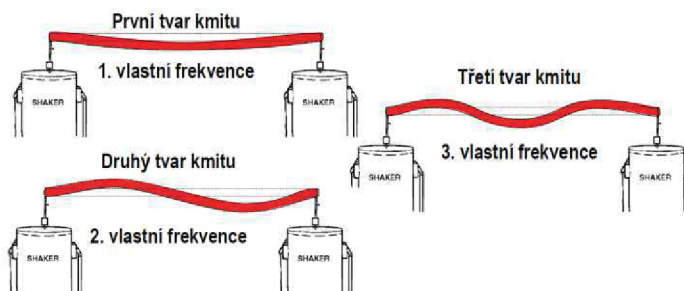
Výsledná vlastní čísla pak dostávají tvar:

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm i\Omega, \quad (20)$$

Pokud je reálná složka záporná, kmitá soustava vlastní frekvencí tlumené soustavy, ale s postupně snižující se amplitudou. Tento stav se nazývá stabilní kmitání. Je-li však reálná složka kladná, soustava také kmitá vlastní frekvencí tlumené soustavy, amplituda se ovšem postupně zvyšuje a vzniká nestabilní kmitání.[6]

1.4.2 VLASTNÍ FREKVENCE KMITÁNÍ

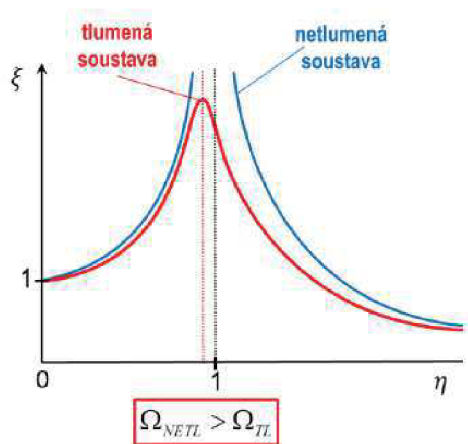
Všechna pružná tělesa nebo prostředí projevují jistou citlivost na některá pásma budících frekvencí. Při určitých frekvencích má systém tendenci kmitat i bez vnějšího buzení. Tyto stavy se nazývají vlastní frekvence kmitání. Jedná se o nekonečnou řadu různých frekvencí, každá z těchto frekvencí má pak svůj vlastní tvar kmitání, dohromady pak tvoří vlastní mód kmitání. Zjišťování vlastních frekvencí a tvarů je podstatou modální analýzy těles. Příklad vlastních tvarů kmitání tenkého pružného drátu je na obrázku č. 9[7][6]



Obr. 9 Příklad vlastních tvarů kmitání tenkého pružného drátu[6]

1.4.3 REZONANCE

Při buzení vibrační blízko vlastním frekvencím tělesa dochází v buzeném systému k výraznému zvýšení amplitudy jeho odezvy. Tento stav se nazývá rezonance. Při buzení na těchto frekvencích stačí i relativně malé budicí síly na vyvolání silné odezvy. V případě, že systém nemá dostatečné vnitřní tlumení, může tento stav vést až k destrukci. V praxi se proto snažíme těmto frekvencím vyhýbat, případně konstruovat systém tak, aby jeho vlastní frekvence ležely dostatečně daleko od frekvencí budících. Jinou možnou cestou je aplikace tlumících prvků, čímž se sníží maximální možná amplituda kmitání. Na obrázku č. 8 je příklad amplitudo-frekvenční charakteristiky tlumené a netlumené soustavy. Na frekvenční ose je součinitel naladění η [-], který je bezrozměrný a je definován jako poměr budicí a vlastní frekvence. Na svislé ose je potom poměrná amplituda ξ [-], definovaná jako poměr maximální výchylky q [m] k výchylce statické q_{stat} [m]. [2][6]



Obr. 10 amplitudo-frekvenční charakteristika[6]

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega}, \quad (21)$$

$$\xi = \frac{q}{q_{stat}}, \quad (22)$$

2 MĚŘENÍ HLUKU A VIBRACÍ

V experimentálním ověřování veličin popisujících hluk a vibrace se užívá dnes téměř výhradně snímačů převádějících mechanické kmitání prostředí nebo těles na elektrický signál. Pro měření hluku jsou těmito snímači nejčastěji mikrofony měřící akustický tlak, pro měření vibrací pak akcelerometry měřící zrychlení. Jsou známy i metody měření jiných veličin jako například rychlosti kmitání, pro jejich složitost se používají pouze minimálně. [2]

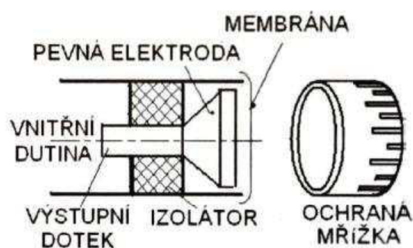
2.1 MIKROFONY

Mikrofon je akusticko-mechanicko-elektrický měnič, převádějící kmitání plynného prostředí na elektrický signál. Mimo měničů existují také převodníky, jejichž hlavní rozdíl je, že umí převést pouze mechanický signál na elektrický, kdežto měniče jsou navíc schopné přivedením elektrického signálu generovat mechanické kmitání. I když typů mikrofonů existuje velké množství, je dnes nejčastěji využívaným typem pro měření hluku elektrostatický měnič-kondenzátorový mikrofon. [2]

2.1.1 KONDENZÁTOROVÝ MIKROFON

Tento typ mikrofonu patří mezi v dnešní době nejpoužívanější díky jeho hodnotám elektrického signálu přímo úměrným hodnotám akustickému tlaku v celém slyšitelném spektru frekvencí (v mezních frekvencích ± 2 dB). Další velkou výhodou je jeho malá hmotnost a rozměry a taky stálost i při dlouhodobém používání.

Základním prvkem kondenzátorového mikrofonu je velmi lehká membrána, poddajná kmitání okolního prostředí. Zhušťováním a zředováním prostředí v okolí membrány dochází k jejímu poddajnému pohybu. Membrána tvoří pohyblivou elektrodu kondenzátoru a kmitáním mění svou vzdálenost od pevné perforované elektrody a tím i kapacitu. Dielektrikum zde tvoří okolní vzduch.



Obr. 11 Řez kondenzátorovým mikrofonem [7]

Změna kapacity způsobená pohybem membrány je převáděna na změnu napětí na mikrofonu tím, že se na kondenzátoru udržuje konstantní náboj. Tato změna napětí je pak zesílena předzesilovačem a vyhodnocena měřicí elektronikou. Frekvenční rozsah mikrofonu záleží na polarizačním napětí a poddajnosti membrány. Dynamický rozsah mikrofonu je rozpětí hladin akustického tlaku, které je schopen mikrofon rozlišit. V závislosti na předpokládaném druhu pole, které bude mikrofonem měřeno lze rozlišit mikrofony pro volné pole, mikrofony pro tlaková měření a mikrofony pro difúzní pole. [2][7]

2.1.2 INTENZITNÍ SONDA

Akustická intenzita je často důležitou veličinou sledovanou při analýze zvukových polí. Jedná se o vektorovou veličinu, která poskytuje informaci o směru toku akustické energie. Její využití

je například pro identifikaci zářičů hluku na strojím zařízení. Je možné ji také využít pro měření akustického výkonu strojů. Akustická intenzita může být měřena v libovolném akustickém poli. Je dána součinem časově průměrovaného akustického tlaku a rychlostí kmitání částic vzduchu. Protože jeden mikrofon může sledovat pouze akustický tlak, je pro měření rychlosti zapotřebí dvou mikrofonů posunutých mezi sebou o známou vzdálenost. Intenzitní sonda se tedy skládá ze dvou kapacitních mikrofonů napojených na dvoukanálový analyzátor. Mikrofony měří hodnoty akustického tlaku nezávisle na sobě, analyzátor pomocí numerické integrace a dalších výpočtů vyhodnocuje hodnotu akustické intenzity. Vzdálenost mezi mikrofony se vymezuje tuhými tělísky o délkách typicky 6 mm, 12 mm a 50 mm, v závislosti na předpokládané frekvenci měřeného signálu.

Frekvence, do kterých lze požit jednotlivé délky tělísek:

- 6 mm pro frekvence do 10 000 Hz
- 12 mm pro frekvence do 5 000 Hz
- 50 mm pro frekvence do 1250 Hz

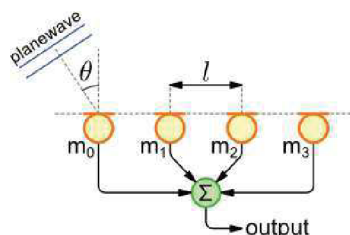


Obr. 12 Intenzitní sonda G.R.A.S. typ 50AI[14]

Sondou se dvěma mikrofony není možné přímo měřit skutečný vektor akustické intenzity, nýbrž pouze jeho složku ve směru osy mikrofonů. Ke zjištění kompletního vektoru akustické intenzity je proto nutné provést 3 na sebe kolmá měření a následně jednotlivé složky vektorově sečíst. Z tohoto důvodu se lze potkat s akustickými sondami se třemi páry mikrofonů pro urychlení měřicí procedury.[1]

2.1.3 MIKROFONNÍ POLE

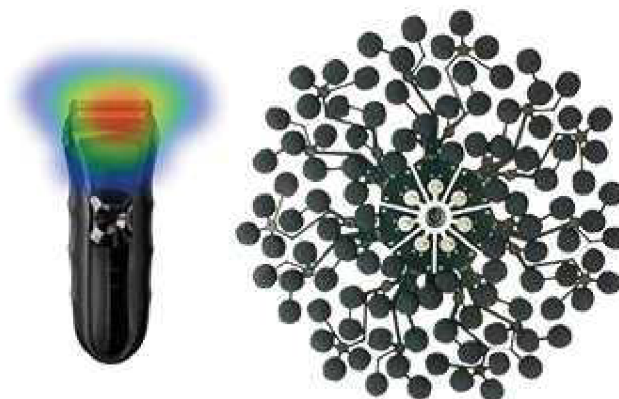
Mikrofonní pole je soustava více mikrofonů pracujících společně. Pole mohou být sestavená ze všesměrových, směrových nebo kombinací obou druhů mikrofonů. Využití je zejména pro lokalizaci zdrojů hluku v prostoru. K tomu se používá metodika tzv. Beamforming. Je založená na metodě delay and sum, která funguje na principu časového zpoždění dopadající zvukové vlny na mikrofonní pole. Algoritmus poté vyhodnocuje úhel dopadu vlny a tím polohu zdroje hluku.



Obr. 13 Princip metody delay and sum [18]

Jednotlivé mikrofony jsou rozmístěny na pomocném rámu se známými vzdálenostmi mezi sebou. Rozmístění může být pravidelné, například po kružnici, ve spirále apod. nebo může být rozmístění náhodné. Náhodné rozmístění má výhodu v potlačení možného aliasingu měřeného signálu. Ten vzniká, pokud vzorkovací frekvence není alespoň dvakrát vyšší než frekvence měřeného signálu. U pravidelného mikrofonního pole je pak nejmenší vlnová délka, kterou lze měřit, rovna dvojnásobku vzdálenosti mezi sousedními mikrofony.

Zvláštním typem mikrofonních polí je akustická kamera. Do středu mikrofonního pole je umístěná malá kamera. Přes vyhodnocovací software potom lze v reálném čase sledovat například barevnou mapu hladin akustického tlaku vykreslenou přes obraz z kamery.[3]



Obr. 14 Akustická kamera Bionic S-112 se 112 mikrofony [20]

2.2 SNÍMAČE VIBRACÍ

Měření vibrací a jejich vyhodnocování se v mnoha ohledech velmi podobá měření akustických veličin. Základní systém pro měření vibrací se skládá z převodníku mechanického pohybu na elektrickou veličinu, předzesilovače signálu a vyhodnocovacího, případně zobrazovacího nebo měřicího zařízení.

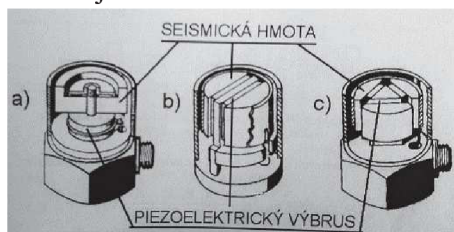
Z historického hlediska prošly snímače vibrací přirozeným vývojem stejně jako ostatní snímače neelektrických veličin. Podle principu převodu měřené veličiny je lze rozdělit do několika skupin:

- Mechanický princip-zvětšení výchylky se dosahuje mechanickým táhlem od snímače pohybující zrcátkem, na které míří paprsek světla, odražený paprsek pak na stupnici opatřené matnicí zanechává světelnou stopu n-krát zvětšené amplitudy vibrací
- Převod na elektrický signál:
 - Aktivní- část energie mechanického pohybu se ve snímači přeměňuje na energii elektrickou. Tyto snímače nepotřebují být napájeny externě, patří sem snímače indukční, piezoelektrické, termočlánky a fotočlánky
 - Pasivní- musí být externě napájeny, mechanickým pohybem mění některou svou vlastnost, např. odpor, kapacitu, indukčnost
- Hybridní snímače: jejich součástí je jednoduchý elektrický obvod, nejčastěji zesilovač signálu
- Inteligentní snímače: součástí těchto snímačů bývají složité elektrické obvody s procesorem a pamětí. Umožňují přímo ve snímači vykonávat operace jako například automatikou změnu rozsahu, kompenzace vlivů okolního prostředí, linearizace charakteristiky a další.

Dalším faktorem, podle kterého lze rozdělit snímače vibrací, je podle vlivu na měřený objekt. Dle tohoto kritéria lze snímače vibrací rozdělit na dotykové (taktilní) nebo bezdotykové (proximitní). V závislosti na vztažném bodě, ke kterému je měřen posun u vibračních snímačů, je další možnost jejich dělení na absolutní, měřící vůči pružně uložené seismické hmotě, která je v absolutním klidu, anebo snímače relativní měřící vůči styčnému bodu na jiné části měřeného tělesa (rám stroje, ložiskový stojan apod.), která může také kmitat, častokrát shodnou frekvencí. [1][7]

2.2.1 PIEZOELEKTICKÉ AKCELEROMETRY

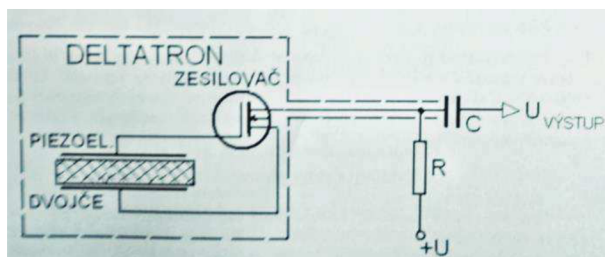
Principů, na kterých fungují snímače vibrací, je několik a lze jimi měřit různé kinematické veličiny jako výchylka, rychlost a zrychlení vibrací. Nejčastěji se lze setkat se snímači zrychlení, založených na piezoelektrickém jevu. Jejich výhodami jsou vysoká spolehlivost, časová stálost, velký frekvenční a dynamický rozsah, lineární charakteristika v těchto rozsazích, absence pohyblivých částí a fakt, že není potřeba je napájet. Namáháním piezoelektrických elementů tlakem, ohybem nebo smykem vzniká elektrický náboj Q_e [C] přímo úměrný zrychlení snímače. Pro dosažení vyšší citlivosti se používá dvojice elementů zapojených jako piezoelektrické dvojče.



Obr. 15 Provedení piezoelektrických akcelerometrů [7]

Tyto snímače mají velmi nízké vnitřní tlumení, vysokou tuhost pružiny (pružina je tvořena piezoelektrickým dvojčetem) a nízkou hmotnost seismické hmoty. Tím lze dosáhnout vysokých frekvencí až $3 \cdot 10^4$ Hz. Jedná se o absolutní snímače a lze je popsat rovnicemi pro kmitání tělesa s jedním stupněm volnosti. Při měření vysokých frekvencí kmitání je důležité, aby snímač byl dokonale připevněn k měřenému povrchu.

Za hlavní nevýhodu piezoelektrických snímačů lze považovat nízkou úroveň generovaného výstupního signálu. Pro odstranění této nevýhody se do těchto snímačů integruje tranzistorový zesilovač. Připojovacím kabelem se přivádí stejnosměrné napětí pro napájení tranzistoru, vlastní snímač se pak chová jako proměnlivý odpor (tranzistor je zapojen jako emitorový sledovač). [7]



Obr. 16 Akcelerometr s integrovaným zesilovačem výstupního signálu [7]

SNÍMAČE SÍLY

Piezelektrické akcelerometry mohou po poměrně jednoduchých úpravách sloužit také jako snímače dynamických sil. Piezelektrické dvojče je zde předepnuto mezi příložku a základnu. Aby mohl být takovýto snímač použit, je nejdříve nutné provést jeho cejchování. Cejchování se provádí na vibrační stolici. Snímač o vlastní hmotnosti m_1 se připevní k pohyblivé části stolice, k příložce je pak upevněna dostatečně velká hmota M , přičemž $M \gg m_1$. Na druhou stranu stolice nebo k hmotě M se připevní druhý, přesný snímač zrychlení. Velikost síly působící na snímač je pak rovna součinu celkové hmotnosti a zrychlení. Náboj vznikající na cejchovaném snímači je přímo úměrný na něj působící síle.[7]



Obr. 17 Piezoelektrický snímač síly PACeline CFT 50kN [15]

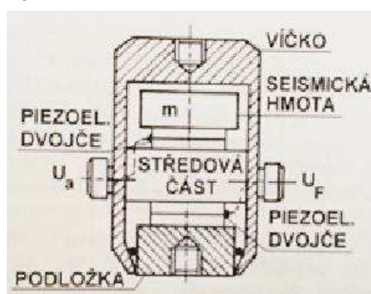
SNÍMAČE MECHANICKÉ IMPEDANCE

Na podobném principu jako v plynném nebo kapalném prostředí, lze i u pevných těles měřit mechanickou impedancí Z [$N \cdot s \cdot m^{-1}$]. Lze ji měřit přímo pomocí snímačů síly a rychlosti, nicméně výhodnější je kombinace snímače síly a zrychlení, ze kterého je pak numerickou integrací vyhodnocena rychlost kmitů. Mechanická impedance dává cennou informaci o přenosu vibrací pevnou strukturou. Může být určena poměrem:

$$Z = \frac{F}{v}, \quad (23)$$

Kde F je síla určená snímačem síly a v je rychlost určená integrací zrychlení z akcelerometru podle jednotky času. Měření mechanické impedance tedy vychází z měření síly, rychlosti, získané integrací zrychlení, a úhlu fázového posunutí mezi nimi.

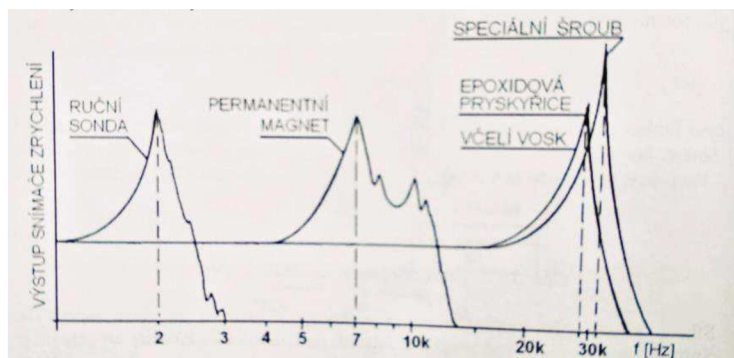
Kombinací snímače síly a zrychlení do jednoho tělesa, získáme kombinovaný snímač-impedanční hlavu. Ta obsahuje oba snímače umístěné do společného pouzdra. Snímač se podložkou upíná k vibrační stolici, přes kterou působí budicí síla, měřená součást se potom upíná k víčku impedanční hlavy.[7]



Obr. 18 Princip impedanční hlavy [7]

2.2.2 VLIVY PŮSOBÍCÍ NA SNÍMAČE VIBRACÍ

Hlavním faktorem ovlivňující věrohodnost dat získaných snímači vibrací je kvalita přenosu pohybu měřeného povrchu na těleso snímače. Nejlepším způsobem je upnutí závrtným šroubem, které je dostatečně tuhé. Ne vždy je ale možné opatřit měřené těleso závrtovou dírou a proto existuje několik dalších způsobů upevnění snímače. Používaná řešení jsou například přilepení včelím voskem, přichycení magnetickou úchytkou nebo přidržení rukou. Pokud se předpokládá opakování měření v určitých místech, je vhodné na těleso nalepit šrouby tvrdým lepidlem, například kyanidovým rychle tvrdnoucím lepidlem nebo epoxidovou pryskyřicí. Kvalita spojení se projeví omezením rozsahu ve vyšších frekvencích.



Obr. 19 Kmitočtová omezení snímačů podle způsobu upevnění [7]

Dalšími faktory, které mohou ovlivňovat relevanci naměřených dat, jsou vlivy okolního prostředí. Tím je myšlena zejména teplota. Piezoelektrické krystaly vyrobené z keramických materiálů získávají své vlastnosti polarizací působením elektrického pole při teplotách mezi 400 a 500 °C. Pokud je snímač vystaven vysokým teplotám dochází k jeho depolarizaci a je nutná jeho opětovná kalibrace. Vliv teploty se projeví také v nelineární změně nábojové citlivosti snímače.

Přívodní kabeláž snímače může způsobovat zvýšený šum signálu indukovaným napětím do tzv. zemní smyčky a následném ovlivnění signálu magnetickým polem. Je nutné používat přívodní vodiče umístěné blízko u sebe nebo použít koaxiální přívodní kabel. Volně umístěná kabeláž může mít další nepříznivý vliv ve formě triboelektrického jevu. K němu může dojít při změně vzdálenosti vodičů od uzemněných částí, čímž se mění kapacita kabelu. Řešení tohoto nepříznivého jevu je upevnění vodiče k měřenému objektu co nejbližší ke konektoru snímače.

Dalšími nepříznivými vlivy, majícími vliv spíše na životnost a spolehlivost snímače, jsou například radioaktivní záření, magnetická pole, vlhkost a působení korozivních látek. Vliv těchto faktorů lze omezit vhodnými materiály použitými při výrobě snímačů. [7]

2.2.3 CEJCHOVÁNÍ SNÍMAČŮ VIBRACÍ

Cejchování je kalibrace akcelerometrů a v praxi se používají dvě metodiky: absolutní a relativní metoda. Rozdíl mezi nimi spočívá v metodě, kterou se určuje velikost vibrací, kterými je cejchovaný snímač zatížen. Relativní metody používají pro cejchování jiné zařízení, nejčastěji druhý spolehlivý snímač a hodnoty jsou pak porovnávány. Absolutní metody vyžadují znalost měřených vibrací, určují se výpočtově nebo některou z optických metod.

Zdrojem vibrací bývá elektromagnetická vibrační stolice, která má amplitudu generovaných vibrací definovanou a lze ji pro jednotlivé frekvence odečíst z příslušného diagramu. Některé

cejchovací vibrační zařízení používají hodnotu zrychlení rovnou gravitačnímu zrychlení $1g$ ($9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) nebo jeho násobků. Tenzometrické snímače mají schopnost kalibrace pouze za použití zemské gravitace, tj. působením zrychlení $1g$ nebo $2g$. Kalibrace se provádí jejich naklopením o 90° respektive 180° vůči vodorovné poloze. Kromě elektromagnetických vibračních stolic kde lze amplitudu určovat výpočetně na základě budicího proudu elektromagnetu a hmotnosti pohyblivých částí, se pro určení amplitudy používá metod geometrické optiky. Souhrnně jsou nazývány optické snímače mechanických kmitů, patří sem lupa, mikroskop, projektor, optická páska, optická páka, optický klín/růžice a laser.

Relativní metoda nutně nevyžaduje znalost budicího signálu, často se proto místo vibrační stolice používá cejchování pomocí rázového kladívka. Rázové kladívko funguje jako zdroj silového pulzu, velikost síly lze určit ze zrychlení kladívka a jeho hmotnosti. Hmotnost kladívka je možné zvyšovat přidáním hmotou, připevněnou šroubem na opačný konec kladívka oproti akcelerometru. Špička kladívka bývá také vyměnitelná a její materiál ovlivňuje velikost výsledné síly a dobu jejího působení.[7]



Obr. 20 Rázové kladívko [17]

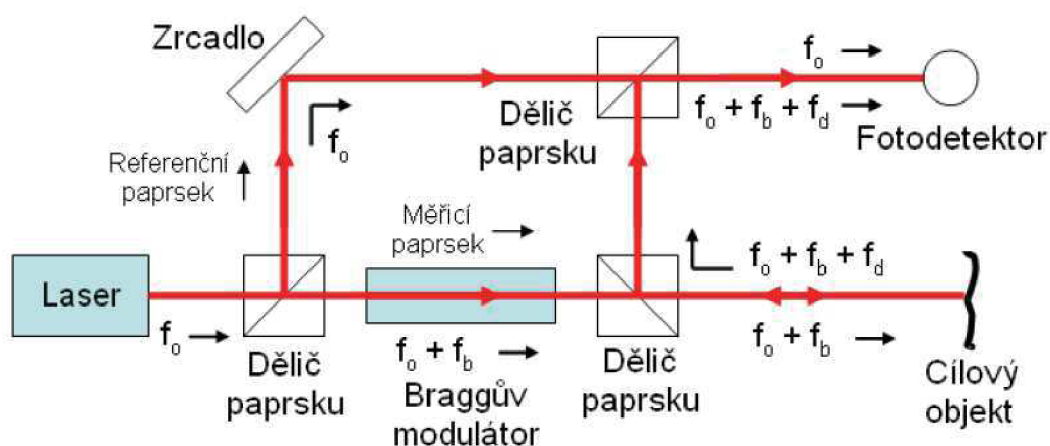
2.2.4 BEZDOTYKOVÉ SNÍMAČE VIBRACÍ – LASEROVÝ VIBROMETR

Akcelerometry z podstaty jejich fungování jistým způsobem vždy ovlivňují měřený objekt a částečně přeladují jeho frekvenci kmitání, i když pravidlem bývá, aby hmotnost samotného akcelerometru nebyla vyšší než desetina hmotnosti měřeného objektu. Též nutnost upínání akcelerometrů k měřené součásti může být časově náročné, obzvláště pokud je měření nutné provádět ve více místech. Řešením tohoto neduhu konvenčních akcelerometrů je laserový vibrometr.



Obr. 21 Laserový vibrometr Polytec[21]

Laserový vibrometr, nebo také LDV (z anglického Laser Doppler Vibrometer) je zařízení pracující na základě Dopplerova jevu. Slouží k bezkontaktnímu měření vibrací povrchu objektu, frekvence a amplituda kmitání je určována z Dopplerovy změny frekvence laserového paprsku. LDV je schopné měřit rychlost vibrací přímo, bez nutnosti numerické integrace zrychlení. Výstupem je spojité signál, u kterého je rychlost vibrací rovna napěťové úrovni. Další výhody LDV patří možnost měřit i objekty s velmi malou hmotností, vysokou teplotou nebo objekty v místech s obtížným přístupem. Je možné měřit i vibrace rotujících součástí, což konvenční akcelerometry z principu nedovolují, nebo pouze s malou přesností a opakovatelností. LDV kromě měření vibrací v jednom bodě umožňují 2D i 3D skenování vibrujících těles. Díky tomu lze vyhodnocovat nejen frekvence a amplitudy kmitání v diskrétních bodech, ale také vlastní tvary kmitů povrchů nebo celých těles. Výrobci těchto zařízení jsou například Sunny Instruments, MetroLaser, Brüel & Kjaer, Polytec a další.[7][21]



Obr. 22 Funkční schéma Laserového vibrometru [19]

3 ZDROJE HLUKU A VIBRACÍ PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

Pro vznik kmitání v převodových ústrojích je nutné, aby zde docházelo k časové změně silového působení, které generuje vibrace v komponentech a je následně přenášeno do přilehlých součástí. Jedná se o změnu amplitudy, směru působení nebo změnu pozice působící síly. Hluk je generován tehdy, pokud jsou rozvibrovány venkovní části převodovky, které svoji energii předávají okolnímu vzduchu. Hluk vznikající uvnitř uzavřené převodové skříně bývá vysoký, nicméně obvykle nemá dostatečnou energii na vybudování vnějších částí. Nejvýraznějším zdrojem hluku převodových ústrojí je záběr ozubení v důsledku ohybu zubu přenášenou silou. Další faktory, které se mohou podílet na vzniku vibrací a následně hluku jsou chyba převodu, vibrace vzniklé působením olejové náplně, řinčení zubů, hluk vzniklý v ložiscích a další. Některé součásti přímo negenerují vibrace, ale nepřímo se na nich podílí nebo je přenáší na další části. [5]

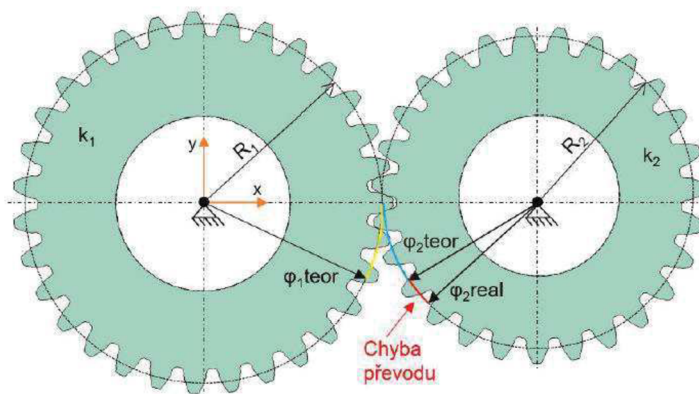
3.1 ZÁBĚR OZUBENÍ

Jak již bylo zmíněno, vznik vibrací je způsoben časovou změnou působících sil. U evolventního ozubení je dominantní příčinou vibrací změna amplitudy kontaktní síly na zabírajícím zubu. Evolventnímu převodu je vlastní, že směr působení síly a stejně tak vzdálenost působící od středu otáčení se teoreticky nemění. Změna amplitudy přenášené síly je u reálných evolventních převodů způsobena kombinací několika faktorů, mezi něž patří proměnlivá tuhost zubu během jeho záběru, elastická deformace zubů, odchylky tvaru zubu od ideální evolventy, rozteč hřidelů a nesouosost hřidelů. Tyto vlastnosti přispívají i ke vzniku rázů při vstupu zubů do záběru. Jelikož u převodu s přímými zuby je v ideálním případě záběru vždy pouze jeden pár zubů, jsou tyto rázy od vstupu zubu do záběru velmi markantní a tyto převody jsou v praxi hlučné. Typickým příkladem je například hluk diferenciálů u závodních speciálů, nebo například zpětného chodu u osobních automobilů. Tyto rázy jsou významně potlačeny použitím šikmého evolventního ozubení, které má vyšší součinitel trvání záběru. Vznikají tak ale axiální síly, se kterými je třeba počítat. V ideálním případě je záběr bodovým stykem zubů a jejich vzájemným odvalováním, nicméně ve skutečnosti je styk vždy v určité ploše. Tím vzniká mimo odvalování také smykové tření mezi zuby a tím jejich ohřev a z toho vyplývající mechanické ztráty. [5]

3.2 CHYBA PŘEVODU

Chyba převodu ozubení, v anglické literatuře označovaný Transmission error, se dá představit na příkladu, kdy vstupní hřídel se otáčí konstantní úhlovou rychlostí a předpokladu, že výstupní hřídel se otáčí také stálou úhlovou rychlostí změněnou o převodový poměr. Jakékoliv změny této rychlosti způsobí odchylku od ideální pozice výstupní hřídele. Tato odchylka je nazývána chybou převodu, a jejím důsledkem je vznik vibrací. V praktických případech se měří úhlová pozice vstupní hřídele, vypočte se teoretická úhlová pozice výstupní hřídele a odečte se od její reálně změřené pozice. Měří se tedy úhlové natočení a chyba je získávána v řádu vteřin úhlového natočení. Chyba je však málo kdy udávána v úhlových jednotkách, z informativního hlediska je užitečnější vynásobit úhlovou chybu roztečným nebo patním poloměrem a převést tak chybu na obvodovou v řádu mikronů. Chybu převodu lze měřit a udávat statickou, kdy je převod zatížen momentem a změřena chyba převodu, nebo chybu dynamickou kde je uvažován vznik dynamických sil za rotace, například průhyb hřidelů nebo deformace zubů. Pro základní tvar ozubení je možné chybu vypočítat analytickým způsobem, pro složitější tvary zubů je vhodnějším přístupem vytvoření 3D modelu a jeho následné analýzy metodou konečných prvků.

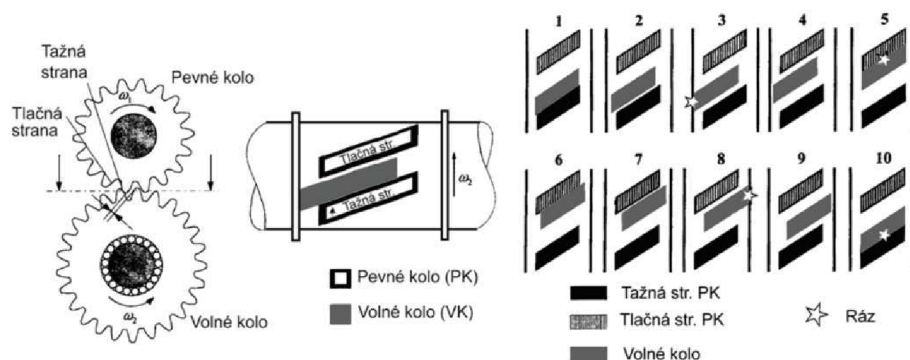
Důsledek chyby převodu je, že pár zubů přicházející do záběru předčasně a tím nedochází k jejich kontaktu na záběrové přímce. Počet zubů v záběru zohledňuje celkový součinitel záběru. Vzniká tím silový ráz, který generuje vibrace v ozubení, to se přes hřídele a ložiska přenáší až na převodovou skříň. Vibrace ploch skříňe se pak projeví jako hluk vyzařovaný do okolí. Hlavními příčinami chyby převodu jsou, jak již bylo zmíněno dříve, elastická deformace (ohyb) zubů, výrobní nepřesnosti, opotřebení a další.[5][8]



Obr. 23 Znárodnění chyby převodu [8]

3.3 OSTATNÍ ZDROJE HLUKU

Mimo rázů vznikajících silovým působením na zuby převodových kol se může v převodových ústrojích generovat hluk několika dalšími způsoby danými principem jejich funkce. Jednou z těchto součástí jsou například ložiska uložená hřídelů. Odvalováním segmentů ložisek, zvláště v případě jsou-li opotřebená, mohou vznikat vibrace a tím i hluk. Dalším nepříliš častým jevem může být hluk vznikající příliš intenzivním mazáním. Olej je zachycován u kořene zabírajícího zubu, a pokud nemůže dostatečně rychle odtéct, je vytlačen pod tlakem v axiálním směru. Olej pak naráží na skříň převodovky a může vybudit vibrace o zubové frekvenci. Tento jev se neobjevuje u šikmého ozubení, nebo pokud je použité mazání olejovou mlhou. Jak jsem již zmínil dříve, hřídele samy o sobě rázy negenerují, nicméně výrazně svým chováním přispívají k chybě převodu. Je proto nutné dimenzovat hřídele dostatečně robustní. Je také důležité dodržet co možná nejvyšší rovnoběžnost hřídelů. Specifickým mechanismem vzniku rázů u šikmých ozubených kol je tzv. řinčení. To vzniká v důsledku axiální vůle a také boční vůle zubů. Dochází k němu hlavně při nízkém zatížení například při volnoběžných otáčkách motoru, přispívá k němu také nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru, kdy dochází k torznímu kmitání. Omezení je možné použitím dvou hmotového setrvačnicku nebo tlumiče torzních kmitů.[9]



Obr. 24 Řinčení kol s šikmým ozubením [9]

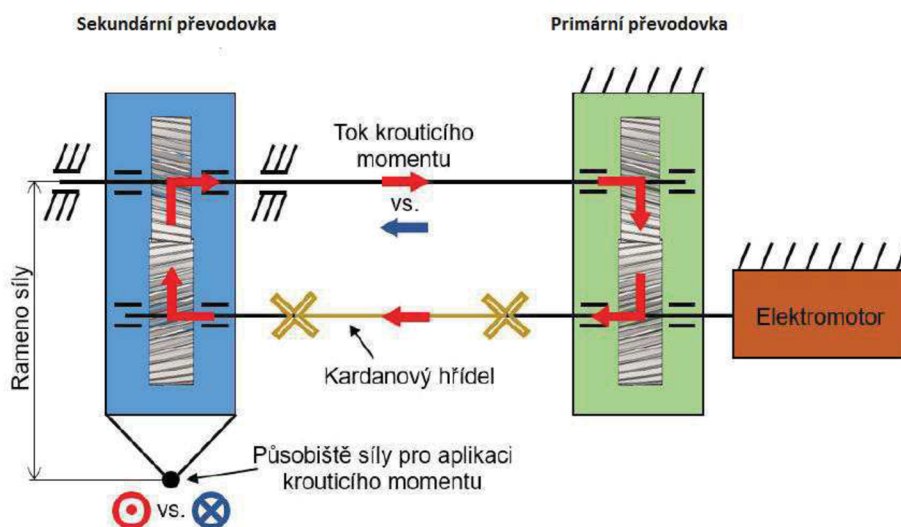
4 MĚŘICÍ ŘETĚZEC PRO MĚŘENÍ HLUKU A VIBRACÍ PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro měření parametrů převodových ústrojí v laboratorních podmínkách je často nutné vytvořit simulaci zátěžných stavů zástavbou zkoumané převodovky do zkušebního stavu. V praxi se využívají dva principy zapojení podle toku zatěžovacího momentu. Prvním variantou je stav s uzavřenou smyčkou toku momentu, druhou je pak stav s otevřenou smyčkou, který je předmětem této diplomové práce a v následujících kapitolách bude věnována pozornost komponentům tohoto řešení a návrhu zkušebního stavu pro zástavbu do bezdozvukové laboratoře Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

4.1 ZKUŠEBNÍ STAV S UZAVŘENOU SMYČKOU TOKU MOMENTU

Jak název napovídá, je podstatou této varianty zapojení zkoumané převodovky do uzavřeného řetězce. Tento řetězec se skládá ze zkoumané (primární) převodovky, na výstupním hřídeli spojené s převodovkou o stejném převodovém poměru. Nejčastěji jsou takto tedy zapojeny dvě identické převodovky. Sekundární převodovka je na výstupním hřídeli uložena v ložiskových domcích, primární převodovka je upevněna fixně. Toto otočné uložení dovoluje vychylovat sekundární převodovku o úhlovou výchylku vůči základně. Aby bylo možné přenášet moment mezi převodovkami i při vychýlení, jsou vstupní hřídele převodovek propojeny kardanovým hřídelem. Krouticí moment, nutný k roztáčení tohoto řetězce, je přiveden od elektromotoru buď na vstupní hřídel primární převodovky, nebo pokud to konstrukce nedovoluje, přes planetovou převodovku na spojovací hřídel výstupních konců. Vychylovací síla je vyvozována nejčastěji hydraulickým válcem na páce spojené se sekundární převodovkou. Výchylka způsobí momentové zatížení v uzavřené smyčce. Schéma zapojení je na obr. 25.

Hlavní výhodou tohoto řešení je, že moment protékající smyčkou může být násobně vyšší než moment dodávaný do systému od elektromotoru. Ten tak dodává jen ztrátový výkon spotřebovaný ve smyčce. Toto řešení je proto energeticky výhodné a používá se pro měření převodovek s velkým momentovým zatížením. Výhodou také je možnost měnit smysl působení zátěžného momentu změnou směru působení vychylovací síly. Nevýhodou je nutnost mít ve smyčce dvě převodovky, což může být finančně nákladné.[8][10]

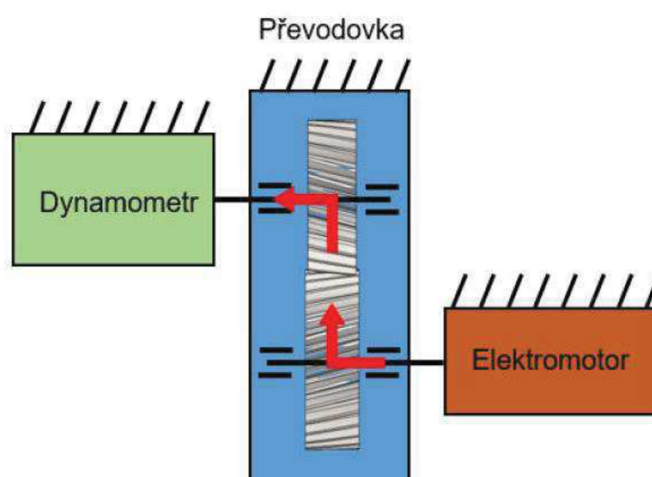


Obr. 25 Schéma stavu s uzavřenou smyčkou toku krouticího momentu [8]

4.2 ZKUŠEBNÍ STAV S OTEVŘENOU SMYČKOU TOKU MOMENTU

Zkušební stav s otevřenou smyčkou toku momentu je konstrukčně jednodušší a tím i levnější na realizaci a provoz. Krouticí moment může být do smyčky dodáván elektromotorem, aktivním dynamometrem nebo i spalovacím motorem. Při měření v bezdozvukové komoře je tento zdroj mimo komoru a je k převodovce přiváděn technickým tunelem přes přípojovací hřídele. Je tak akusticky odizolován a neovlivňuje měření. Na výstupní straně převodovky je krouticí moment měřen vířivým dynamometrem. Ten musí být taktéž akusticky odizolován, avšak jeho umístění mimo komoru není ve většině případů možné. Proto bývá upevněn na rámu zkušebního stavu a akustická izolace se realizuje jednoduchou konstrukcí z akusticky pohltivého materiálu ve tvaru krychle, která se přes vířivý dynamometr nasadí. Je také nutné technickými otvory zajistit přívod a odvod chladicí vody. Moment na výstupní hřídeli může být navýšen použitím přídavné převodovky, která zvýší otáčky vířivé brzdy a tím i celkový brzdný výkon.

Výhody tohoto řešení, jak již bylo zmíněno, je jednodušší a levnější konstrukce, dále snadné ovládání zatěžovacího momentu přes kontrolní panel vířivé brzdy. Z nevýhod je třeba zmínit omezený krouticí moment, kterým lze smyčku zatěžovat, daný technickými vlastnostmi dynamometru nebo zdroje točivého momentu. Schéma zapojení je na obr. 26.[8][10]



Obr. 26 Schéma stavu s otevřenou smyčkou toku momentu [8]

4.2.1 ZDROJ TOČIVÉHO MOMENTU

V jednoduchých aplikacích bývá jako zdroj točivého momentu používán konvenční asynchronní elektromotor. Toto řešení bývá nejjednodušší a pro malé zatěžné momenty vyhovuje. Díky kompaktním rozměrům není nutné je umístit mimo bezdozvukovou komoru a lze je připevnit přímo na měřicí stav a pouze akusticky odstínit. Jelikož otáčky asynchronních strojů jsou závislé na frekvenci budícího proudu je nutné pro řízení jeho otáček použít měnič kmitočtu. Toto zařízení pracuje na základě frekvenční modulace signálu a umožňuje plynulou změnu otáček motoru, řízení doby rozběhu, doby doběhu a podobně.

Pro měření automobilových převodových ústrojí může být vhodné použít k jejich pohonu spalovací motor, se kterým má být převodová skříň spárována v osobním automobilu. Spalovací motory mají specifický průběh točivého momentu, který je proměnný v čase a může tedy vnášet do měření buzení ve formě torzních kmitů. U automobilů se tyto kmity částečně potlačují použitím dvoumotového setrvačnicku, v některých případech i viskózním nebo pryžovým tlumičem torzních kmitů. Použití spalovacího motoru vyžaduje další systémy, které

komplikují celý měřicí stav, jako je chlazení motoru, odvod spalin, řízení motoru a ním spojené ovládací prvky a senzory.

Zdrojem momentu, který bude použit i v případě popisovaném v této práci, je aktivní dynamometr. Toto zařízení může fungovat ve dvou režimech, jedním z nich je funkce brzdy, kdy mařený výkon může být přeměňován na teplo odváděné do okolí nebo rekuperován ve formě elektrické energie do elektrické sítě. Druhou funkcí je režim motoru, kdy je přiváděná elektrická energie převáděna na mechanickou práci na výstupní hřídeli. Nás v tomto případě zajímá právě tento režim. Dynamometrem, kterým disponuje Ústav automobilového inženýrství je typ DS 736-4/V od firmy MEZ Vsetín.

Typ	Provedení	Max. výkon v režimu generátor $P_{G \max}$ [kW]	Max. výkon v režimu motor $P_{M \max}$ [kW]	Max. otáčky n_{\max} [min ⁻¹]	ČSN
DS 736-4/V	IP21/IC06	86	74,5	6400	35 0100

Tab. 1 parametry el. Dynamometru DS 736-4/V



Obr. 27 Aktivní dynamometr MEZ DS 736-4/V

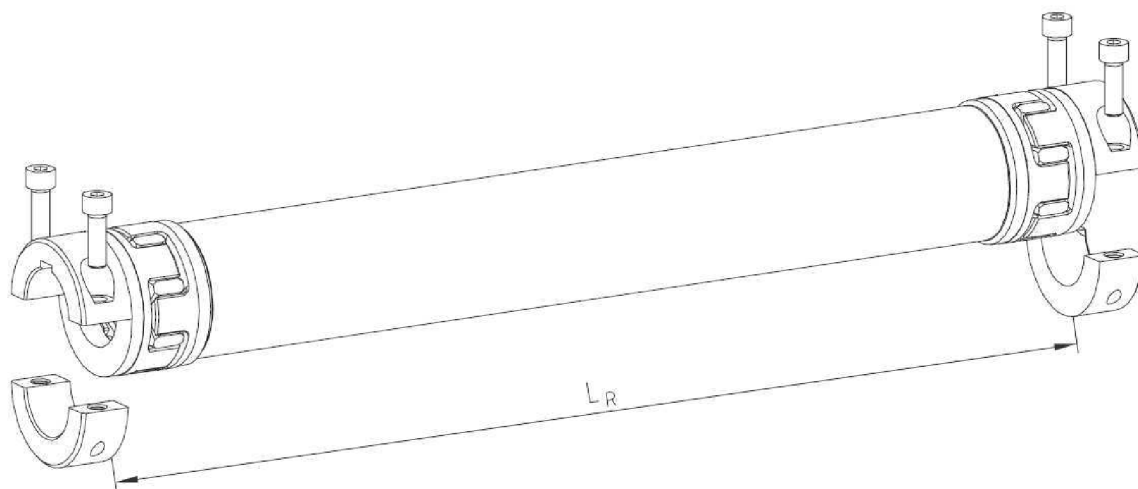
4.2.2 SOUČÁSTI PRO PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU

Umístění zdroje momentu mimo bezdozvukovou komoru vyžaduje vedení momentu na poměrně velkou vzdálenost. Bezdozvuková komora byla za účelem použití aktivního dynamometru vybavena pomocnou prodlužovací hřídelí s domkem, která zajišťuje, že přípojný bod uvnitř komory bude dostatečně tuhý a nebude přispívat buzení vibrací vzniklých rotací hřídelů. Roura je též vybavena planetovou převodovkou pro redukci otáček a násobení momentu vstupujícího do bezdozvukové komory s převodovým poměrem 5:1. Nicméně pro využití v otevřené smyčce toku momentu nebude tato převodovka využívána. Ke spojení nosné roury s dynamometrem bude použita pružná zubová spojka bez torzní vůle s plastovým pružným elementem Rotex GS 38 od firmy KTR. Tyto spojky umožňují spojení dvou hřídelů s jistou radiální i axiální vůlí a zároveň přispívají k tlumení rázů.



Obr. 28 Pružná spojka Rotex[11]

Pro spojení mezi nosnou rourou a vstupní hřídelí měřené převodovky a zároveň mezi výstupní hřídelí a vířivým dynamometrem, bylo zvoleno taktéž normalizované řešení od firmy KTR. Z nabízených možností byla zvolena varianta Rotex GS ZR3 s hliníkovými hřídeli a přírubami. Pro hřídel na vstupní straně převodovky byla vybrána velikost ZR3 38 a upínacími přírubami typu DH s drážkou pro pero. Tyto příruby jsou vícedílné a krouticí moment je přenášen částečně třecí silou, částečně pomocí tvarového styku perem. Jejich konstrukce umožňuje snadnou montáž v radiálním směru. Na výstupní stranu převodovky vzhledem k vyšším otáčkám a tím nižšímu přenášenému momentu byla zvolena menší velikost ZR 28. Upínací příruby jsou také typu DH, avšak bez drážky pro pero, jelikož moment přenesitelný třením je zde dostačující.



Obr. 29 Normalizovaná hřídel Rotex GS ZR3 s přírubami typu DH[11]

Plastové elementy vkládané mezi zubové spojky jsou nabízené v několika variantách. Jednotlivé varianty se liší torzní tuhostí a jsou barevně odlišeny. Z analýzy torzních kmitů, která bude popsána v jedné z kapitol konstrukčního návrhu, vyplynulo, že vhodnou variantou bude 64 Sh-D-H-GS jak pro spojku mezi dynamometrem a nosnou rourou tak pro obě hřídele. Ta je vyrobena z Hytrelu, což je patentovaný název polyether-ester termoplastu od firmy DuPont a je rozlišitelná zelenou barvou. Kompletní specifikaci normalizovaných hřídelů použitých v tomto konstrukčním návrhu lze vidět v tabulkách 2 a 3

Velikost příruby	Typ	Délka hřídele (LR)	Tvrdost plastového elementu	Typ 1.příruby	Vnitřní průměr 1.příruby	Typ 2. příruby	Vnitřní průměr 2.příruby
ROTEX GS 28	ZR3	765 mm	64 Sh-D-H-GS	7.5	30mm	7.5	30mm

Tab. 2 Technická specifikace vstupní hřídele

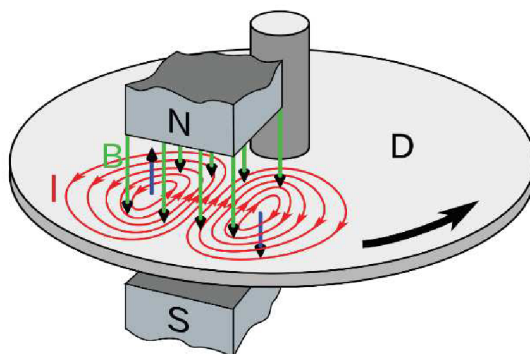
Velikost příruby	Typ	Délka hřídele (LR)	Tvrdost plastového elementu	Typ 1.příruby	Vnitřní průměr 1.příruby	Typ 2. příruby	Vnitřní průměr 2.příruby
ROTEX GS 38	ZR3	900 mm	64 Sh-D-H-GS	7.6	38mm	7.6	30mm

Tab. 3 Technická specifikace výstupní hřídele

4.2.3 VÍŘIVÝ DYNAMOMETR

Vířivý dynamometr, vířivá brzda nebo elektrický retardér využívají principu indukce vířivých proudů. Elektromagnetické vinutí statoru indukuje do otáčejícího se rotoru vířivé proudy, které vytvoří opačné magnetické pole. Vzájemné působení magnetických polí způsobí brzdou sílu,

kteřá brání otáčení rotoru. Velikost brzdné síly je možné ovlivňovat hodnotou protékajícího proudu statorovým vinutím. Vířivé proudy generují velké množství tepla a je nutné ho odvádět do okolí. Pro menší brzdné výkony postačuje chlazení vzduchem prostřednictvím žebrovaných povrchů, pro vyšší výkon je chlazení řešeno vodním okruhem. Rotor i stator jsou uloženy otočně v ložiscích, brzdný moment je přes páku přenášen a následně měřen na tenzometrickém snímači síly.



Obr. 30 Princip vířivé brzdy[16]

Pro použití v měřicím otevřeném řetězci řešeném v této diplomové práci bude použit vířivý dynamometr od firmy Schenck typ W40. Technické parametry tohoto dynamometru jsou uvedeny v tabulce 4

Typ	Max. otáčky [min ⁻¹]	Max. brzdný výkon [kW]	Max. brzdný moment[Nm]	Min. otáčky pro dosažení max. momentu[min ⁻¹]	Moment setrvačnosti rotoru [kg.m ²]
Schenck W40	17 000	40	75	5093	0,01

Tab. 4 Technické parametry vířivého dynamometru Schenck W40



Obr. 31 Vířivý dynamometr Schenck W40

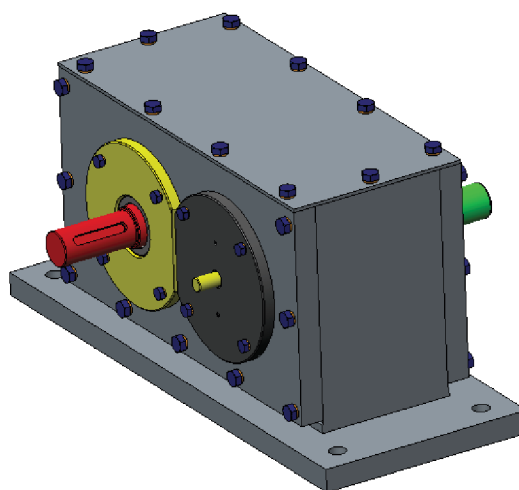
4.2.4 EXPERIMENTÁLNÍ PŘEVODOVKA

Převodové ústrojí, které má být předmětem měření v bezdozvukové komoře, je pro tyto účely navržena experimentální jednostupňová převodovka. Převod je řešený evolventními ozubenými koly se šikmými zuby. Její skříň je tvořena svařencem a šrouby spojenými panely. Ozubená kola jsou uložena na hřídelích s přesahem a ty jsou uloženy v kuželíkových ložiscích. Je dimenzována pro přenos krouticího momentu odpovídající traktorové převodovce Zetor.

Převodovka byla navržena pro výpočtové i experimentální ověření jejích NVH parametrů. Vybrané parametry jsou zahrnuty v tabulce 5.[8]

Vybrané technické parametry experimentální převodovky		
Převodový poměr	[-]	0,8709
Osová vzdálenost hřídelů	[mm]	124,95
Maximální přenášený krouticí moment	[Nm]	800
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	3000
Boční vůle v ozubení	[mm]	0,15
Počet zubů čelního soukolí	z_1 [-]	31
	z_2 [-]	27
Úhel záběru	[°]	20
Úhel sklonu ozubení	[°]	20
Typ použitých ložisek	[-]	Jednořadá kuželíková 32007 J2/Q

Tab. 5 Vybrané parametry experimentální převodovky



Obr. 32 Model experimentální převodovky (z databáze ÚADI)

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

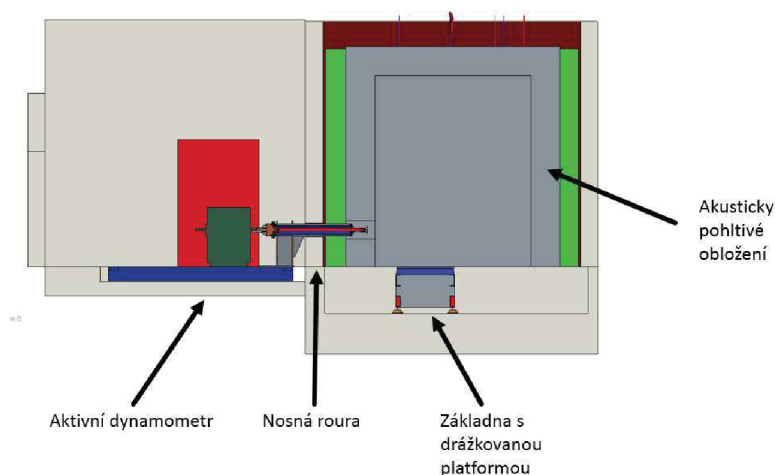
Hlavním cílem této diplomové práce je vytvoření konstrukčního návrhu zkušebního stavu s otevřenou smyčkou toku momentu. Tento zkušební stav má být upevněn k základové desce bezdozvukové komory Ústavu automobilního inženýrství a má umožnit použití vířivého dynamometru Schenck W40. Tento dynamometr byl pro tento účel vybrán zejména z důvodu jeho kompaktních rozměrů a relativně nízké váze a z toho vyplývající manipulace. Akustická komora UADI je plně bezdozvuková, což znamená, že její podlaha je tvořena akusticky pohltivými jehlany, které jsou kryté pouze ocelovými rohožemi s omezenou nosností. To způsobuje jistý problém s použitím manipulačních zařízení jako třeba paletového vozíku. V konstrukčním návrhu proto bylo nutné počítat s tím, že dynamometr bude upevněn na rámu přípravku.

5.1 VÝCHOZÍ STAV-VSTUPNÍ DATA

Model anechoické komory byl poskytnut vedoucím práce Ing. Alešem Prokopem Ph.D. Tento model obsahuje geometrii výchozích upínacích bodů, což je tomto případě základna s ocelovou platformou s upínacími T drážkami a výstupní konec hřídele nosné roury. V modelu je zahrnuta i přidružená technická místnost taktéž se základnou s ocelovou drážkovanou platformou, na které je upevněn aktivní dynamometr MEZ DS 736-4/V a samotná konstrukce nosné roury.



Obr. 33 Model bezdozvukové komory ÚADI (z databáze ÚADI)



Obr. 34 Řez anechoickou komorou

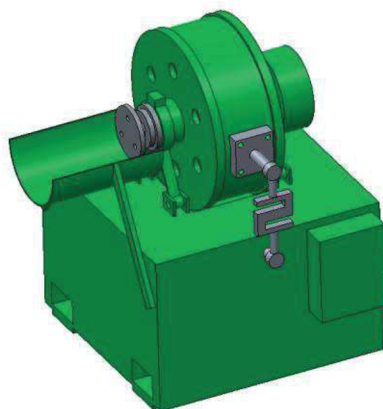
Drážky upínací desky byly na výchozím modelu vytvořeny pouze pro ilustrační účely a bylo nutné jejich reálné rozměry naměřit přímo v laboratoři a model desky adekvátně upravit. Rozměry komory a nosné desky technické místnosti byly pro kontrolu taktéž naměřeny, nicméně zde se model shodoval a nebylo nutné ho upravovat. Polohu hřídele nosné roury nebylo v době měření možné ověřit, jelikož v době měření nebyla v komoře zabudována. Experimentální převodovka, pro kterou je primárně přípravek navrhován, je popsána v předešlé kapitole.



Obr. 35 Upínací platforma anechoické komory

5.2 VYTVOŘENÍ 3D MODELU

Aby bylo možné začít s konstrukčním návrhem samotného zkušebního stavu, bylo nejprve nutné vytvořit 3D model vířivého dynamometru Schenck W40. Pro tyto účely byly rozměry zmiňovaného dynamometru naměřeny přímo na zkušebně pomocí plechového metru a posuvného měřidla. Technická dokumentace, popisující přesné rozměry dynamometru nebyla v době vytváření modelu k dispozici. Konstrukční řešení prošlo několika iteracemi návrhu a konzultací s vedoucím práce. Jednotlivé varianty budou popsány na následujících stránkách.

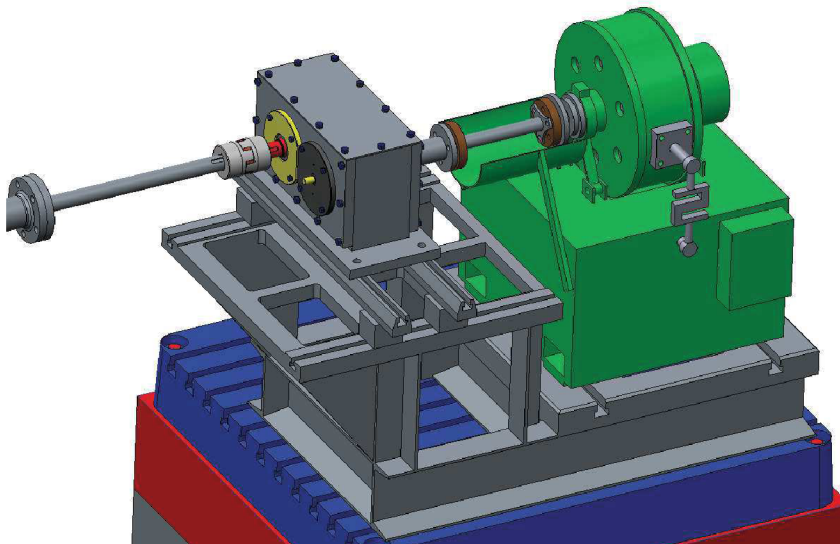


Obr. 36 Model vířivého dynamometru

5.2.1 PRVNÍ VARIANTA NÁVRHU

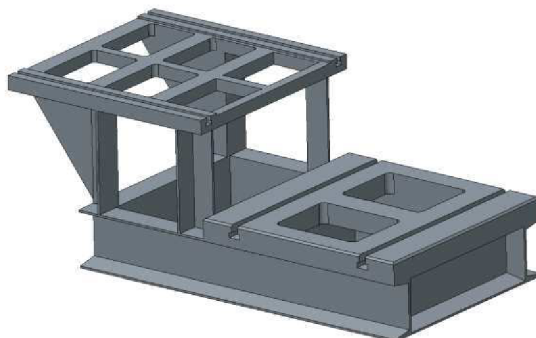
První návrh zkušebního stavu počítal s použitím spojovací hřídele s pružnými elementy, která byla fyzicky dostupná v laboratoři a byla v minulosti použita k účelům měření mimo bezdozvukovou komoru. Navržený rám je svařovaná konstrukce, která kombinuje použití normalizovaných profilů a frézovaných součástí. Už od počátku byl zkušební stav navrhován

tak, aby zajistil jistou modularitu, co se týče upnutí převodového ústrojí a byla tak zajištěna jeho použitelnost nejen pro experimentální převodovku, ale i v budoucnosti pro měření jiných převodových ústrojí či strojů. Ta je zajištěna frézovanými T-drážkami, které zajišťují možný posuv ve 2 osách. Výšková stavitelnost je řešena čtyřmi vyměnitelnými po kostkami s Model této varianty je zobrazen na obrázku 37.



Obr. 37 První varianta návrhu zkušebního stavu

Jelikož se jedná o prvotní návrh, nebyla pozornost věnována spojovacímu materiálu, jako jsou šrouby, podložky nebo kameny pro T drážky. Součásti pro přenos krouticího momentu jsou v této variantě řešeny ocelovými hřídelemi. Na vstupní hřídeli převodovky je spojení s hřídelí nosné roury řešeno pružnou spojkou ROTEX. Na výstupní straně je použita stávající hřídel dynamometru, pružné spojení je zde zajištěno dvojicí přírub z textilního materiálu.



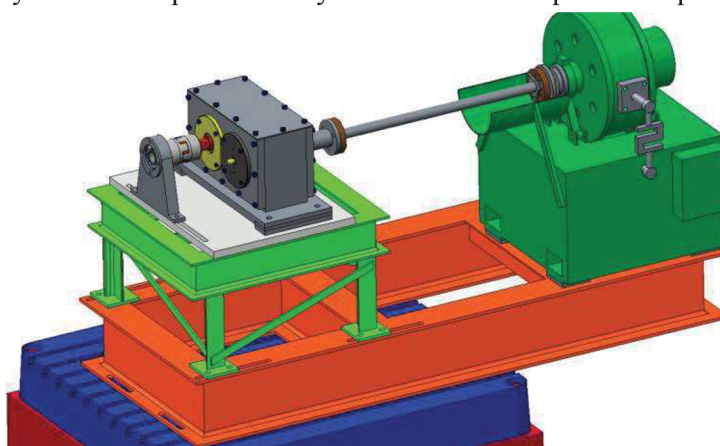
Obr. 38 Zkušební stav-svařenec (první varianta)

Spodní rám je svařený z U profilů válcovaných za tepla DIN 1026-1 velikost U140. Deska dynamometru je frézovaná, s příčnými T drážkami a odlehčovými otvory. Nosná část převodovky je svařená z úhelníků 60x60x6, frézované desky s podélnými T drážkami a trojúhelníkových výztuh o tloušťce 10mm. Materiál je ve všech případech nelegovaná konstrukční ocel S235JR.

Výhody tohoto řešení je jeho nastavitelnost ve více směrech a použití některých komponent, které jsou dostupné v laboratoři, kompaktnost a vysoká tuhost rámu. Nicméně výroba takového řešení by byla velice nákladná kvůli velkému podílu frézovaných dílů. Při konzultaci řešení byla navíc zadána podmínka, aby vířivý dynamometr byl umístěn do větší vzdálenosti od měřené převodovky z důvodu možného ovlivnění měření hlukem dynamometru.

5.2.2 DRUHÁ VARIANTA NÁVRHU

Ve druhé variantě byl svařovaný rám rozdělen na dva samostatné svařence. Cílem bylo nahradit frézované desky jednodušším a tím tedy i výrobně levnějšími standardizovanými profily. Posunutí vířivého dynamometru do větší vzdálenosti znemožnilo použití stávající spojovací hřídele. Nová hřídel byla navržena pouze jako prodloužené varianta a využívala stejné textilní pružné příruby. Na vstupní straně převodovky bylo přidáno kuličkové ložisko pro vedení hřídele od nosné roury s ložiskovým domkem. S cílem zachovat jistou variabilitu byly předchozí T drážky nahrazeny jednoduchými drážkami, frézovanými do profilů. Uchycení převodovky bylo vyřešeno pomocí upínací desky. Variabilita byla v tomto případě řešena výrobou závitových děr do upínací desky dle rozteče děr upínaného převodového ústrojí.

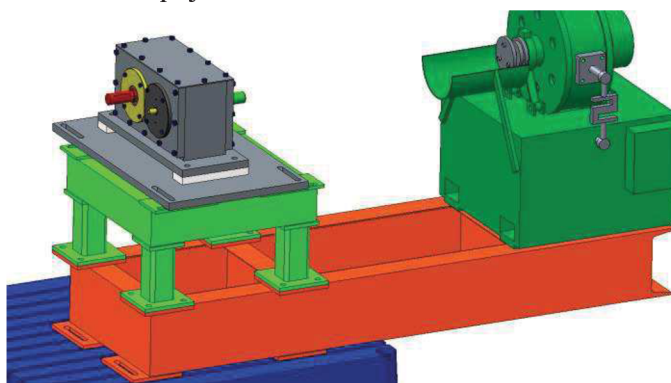


Obr. 39 Druhá varianta návrhu zkušebního stavu

Svařenec spodního rámu je tvořen z profilů I 180, DIN 1025-1 svařovaných pod 45 stupni a profilu T 80, EN 10055. Rám převodovky je tvořen profily I 100, svislé nohy jsou z profilů T 50 a podložky s upínacími dírami jsou z ploché oceli 90x8 mm, EN 10058. Oproti prvnímu návrhu se výrazným způsobem zjednodušila vyrobiteľnosť svařenců, a tím i snížila potenciální cena výroby. Nicméně tím částečně utrpěla jeho variabilita. Za nevýhodu lze též považovat nutnost výroby nových hřídelů.

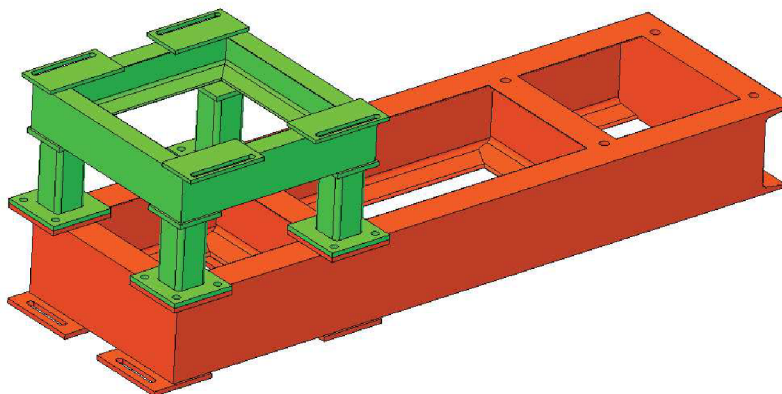
5.2.3 TŘETÍ VARIANTA NÁVRHU

Z důvodů možného vzniku hluku v kontaktu spodního svařence a upínací platformy komory bylo ve třetí variantě přistoupeno k vytvoření podložek a tím kontaktu pouze v těchto upínacích místech, ve kterých k možnému zvonění rozvíbrotaného rámu o platformu nebude docházet z důvodu předpětí ve šroubech spoje.



Obr. 40 Třetí varianta návrhu zkušebního stavu

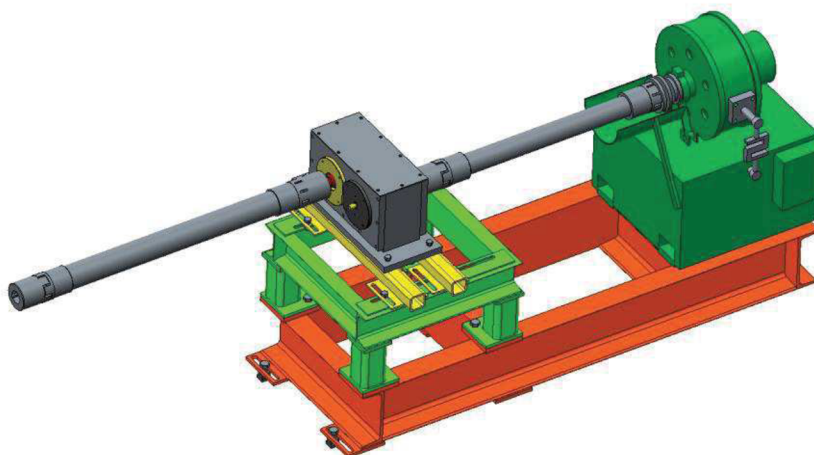
Zároveň se tímto způsobem dále zjednodušila vyrobiteľnosť prípravku, pretože frézované drážky zajišťujúcej variabilnosť nejsou frézované přímo do profilů, nýbrž do separátních desek z ploché ocele a následně k profilům přivařeny. I profily spodního svařence byly nahrazeny profily U 180, DIN 1026-1. V případě horního rámu byly také použity profily U, konkrétně U 100, tato změna byla provedena z důvodu vyšší tuhosti a také zjednodušení výroby. Nohy vrchního svařence byly vytvořeny z jeklů 70x5, EN 10219, také kvůli tuhosti.



Obr. 41 Svařence třetí varianty

5.2.4 ČTVRTÁ VARIANTA NÁVRHU

Po konzultaci třetí varianty bylo navrženo několik změn, nejzásadnější z nich je použití normalizovaných hřídelů s pružnými spojkami ROTEX GS, kterým byla věnována pozornost v jedné z předchozích kapitol. Bylo také přepracováno uchycení převodového ústrojí k vrchnímu svařenci z upínací desky na dvojici svařenců z normalizovaných profilů.

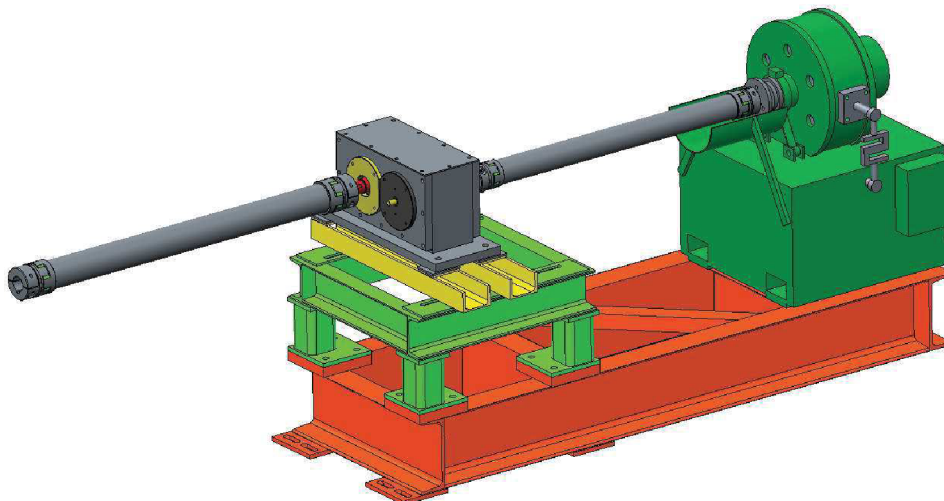


Obr. 42 Čtvrtá varianta návrhu zkušebního stavu

Dále bylo provedeno několik menších úprav týkajících se ergonomie svařenců a několikrát zmiňované jednoduchosti výroby a tím i ceny. U profily rámu, jak spodního tak vrchního svařence, byly otočeny, aby bylo možné jejich svaření v kolmém směru. Také desky s frézovanými drážkami byly posunuty dovnitř. Tato úprava byla provedena z důvodu možného zachycení oděvu nebo zranění o vystouplé hrany předchozí varianty. Příčnický, které nahradily upínací desku, jsou tvořeny svařencem z jeklů 50x5, EN 10219, a podložkami z ploché oceli, ve kterých jsou profrézovány drážky zajišťující nastavování v příčném směru. Upnutí převodovky k je zde řešeno nýtovacími maticemi v jeklech.

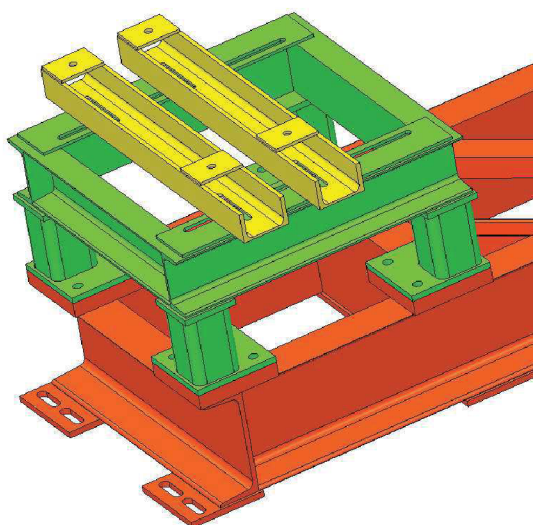
5.2.5 PÁTÁ VARIANTA NÁVRHU

Finální, pátá varianta návrhu byla oproti předchozímu návrhu upravena na několika místech zejména, co se týče tuhosti upínacích míst. Příčnický z jeklů byly přepracovány, byl použit profil UPE 80, DIN 1026-2, který má vyšší tuhost v ohybu a zároveň kolmé stěny. Drážky pro upnutí jsou frézované přímo do profilu, převodovka je upnuta k přivařené podložce z ploché oceli.



Obr. 43 Pátá varianta návrhu zkušebního stavu

Vyztužení upínacích míst bylo provedeno v místě spojení vrchního a spodního rámu, kde byly zvětšeny upínací plochy a zvětšen počet šroubových spojů z jednoho na tři, jekl byl zvolen 80x5, EN 10219. Dále byly vyztuženy díly s drážkami přidáním žebér a tím rozdělením na více menších drážek. Desky s drážkami vrchního svařence byly v místech mezi drážkami vyztuženy taktéž trojúhelníkovými žebry o tloušťce 5 mm. Zkušební stav byl po těchto úpravách podroben modální analýze v programovém prostředí Ansys Workbench. Simulace ukázaly, že první vlastní frekvence kmitání se nachází blízko předpokládané maximální budící frekvenci od rotujících hřídelů. Podrobně se této analýze bude věnovat další kapitola. Z výsledků simulací nicméně vyplynula nutnost vyztužit spodní rám. Bylo proto zvoleno řešení pomocí šikmých výztuh z profilu U 50, DIN 1026-1.



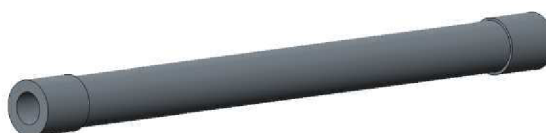
Obr. 44 Detail svařenců finálního návrhu

5.3 MODÁLNÍ ANALÝZA

Jedním z bodů zadání je modální analýza navrženého řešení a jeho optimalizace po stránce vlastních frekvencí. Dominantní buzení vibrací při provozu zkušebního stavu je od rotujících částí. Maximální otáčky, pro které je zkoumaná převodovka navržena, jsou 3000 min^{-1} . Proto bylo cílem modální analýzy a optimalizace návrhu dosáhnout první vlastní frekvence vyšší než 50 Hz. K realizaci modální analýzy pomocí metody konečných prvků byl použit výpočetní software Ansys Workbench.

5.3.1 PŘÍPRAVA MODELU

Jelikož tato práce se zabývá zejména analýzou vlastních tvarů navrženého zkušebního stavu, a nikoliv měřeného převodového ústrojí ani normalizovaných hřídelů s pružnými spojkami byl jejich model značně zjednodušen. Tvarově složitý přenos momentů v pružných spojkách rotex by při analýze značně zvyšoval výpočetní časy, jelikož diskretizace těchto částí neumožňuje použití mapované sítě. Bylo proto přistoupeno ke kompromisu. Tvarová zakončení hřídelů byla za pomoci optimalizačního nástroje v softwaru Creo Parametric redukována na dynamicky ekvivalentní válcový tvar. Podmínkou bylo zachování hmotnosti a momentu setrvačnosti hřídele. Výsledný tvar hřídele je dynamicky ekvivalentní náhradou skutečné hřídele, nicméně pro jeho diskretizaci lze použít mapovanou síť.



Obr. 45 Zjednodušený model hřídele GS28

Obdobný postup byl použit při zjednodušení modelu ozubeného převodu. Jednotlivé zuby byly redukovány na plný kotouč s ekvivalentním objemem a momentem setrvačnosti k ose rotace. Jelikož v rámci modální analýzy bude ozubené soukolí bráno jako statické, je pro ni důležitá zejména shodná hmotnost součástí.

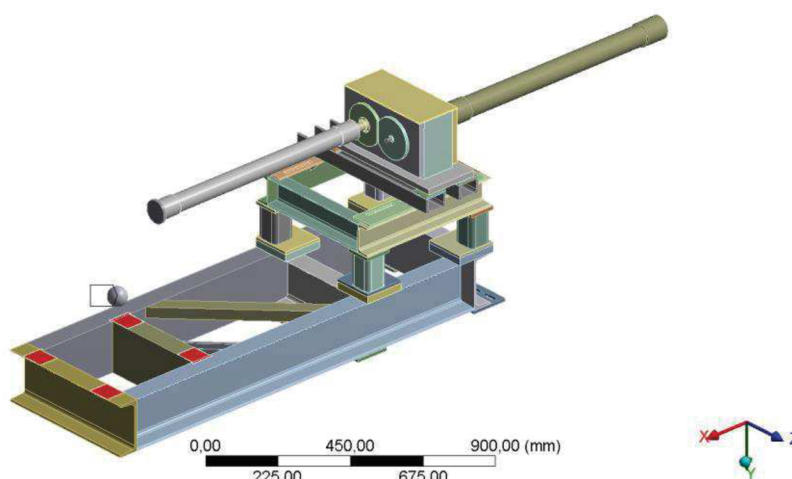


Obr. 46 Zjednodušený model ozubeného kola

Šroubová spojení, kterých je na modelu poměrně velké množství, byly pro účely modální analýzy odstraněny, předpokládá se, že tyto spoje jsou dostatečně tuhé a jejich vliv na analýzu zanedbatelný. Upravený model zkušebního stavu byl následně exportován ve formátu .STEP a připraven pro importování do programového prostředí Ansys.

Geometrie byla naimportována do modulu Ansys Workbench a převedena z univerzálního formátu na formát .scdoc se kterým lze dále pracovat. Model byl v nástroji Space

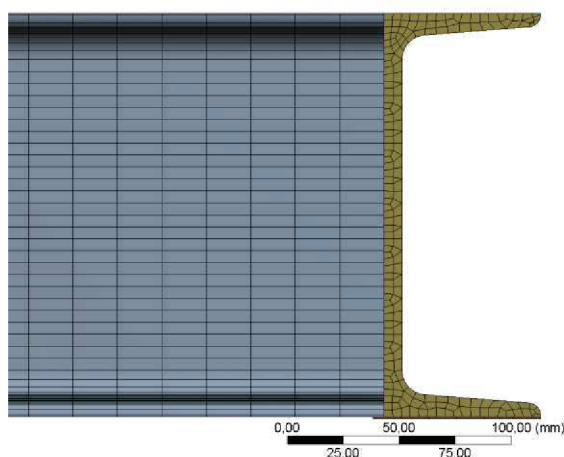
Claim, který je součástí Ansys Workbench, dále zjednodušen. Závitové díry, které v modelu zůstaly po odstranění šroubů, byly zahlazeny, stejně tak zkosení a zaoblení některých součástí. Svařence spodního a vrchního rámu byly rozděleny na jednotlivá tělesa vhodná k použití mapované metody síťování. Hlavní výhodou tohoto přístupu je významné snížení počtu prvků vygenerované sítě. Nicméně následkem rozdělení je velké množství vzniklých kontaktů v modelu. Model vířivého dynamometru byl pro účely simulace nahrazen hmotným bodem o stejné hmotnosti. Z důvodu nahrazení bylo nutné na spodním rámu vytvořit plochy simulující patky vířivého dynamometru.



Obr. 47 Zjednodušený model v Ansys Workbench.

5.3.2 DISKRETIZACE MODELU-TVORBA SÍTĚ

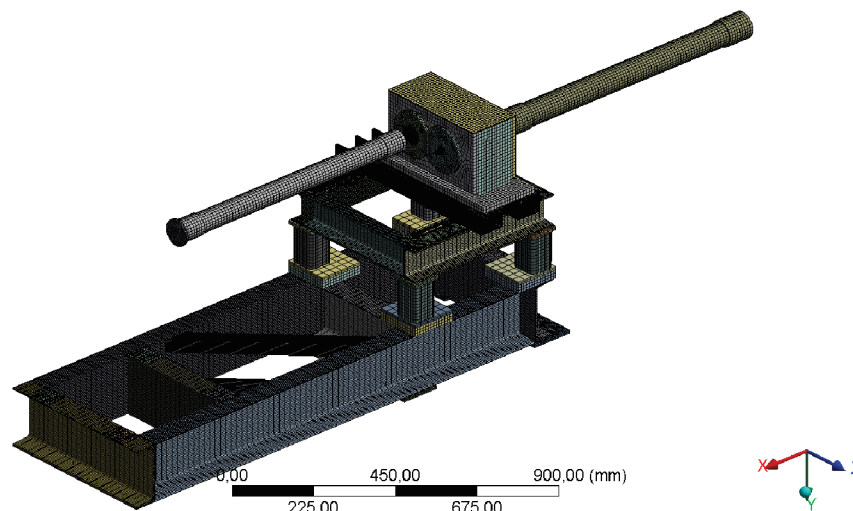
Diskretizace modelu na síť konečných prvků byla provedena v příslušném nástroji Ansys Workbench. Pro modální analýzu je nezbytné, aby síťovaná geometrie obsahovala nejméně dva prvky napříč stěnou profilů. Z tohoto důvodu byla u jednotlivých těles volena velikost prvku tak, aby byl tento požadavek splněn.



Obr. 48 Detail sítě konečných prvků-U profil spodního rámu

Části, které jsou tvořené pouze normalizovaným profilem, byly diskretizovány mapovanou sítí metodou sweep. Délka elementu po délce tělesa byla volena 15mm. Pro díly, u kterých nebylo možné použití sweep metody, byla zvolena metoda Multizone. Tato metoda kombinuje

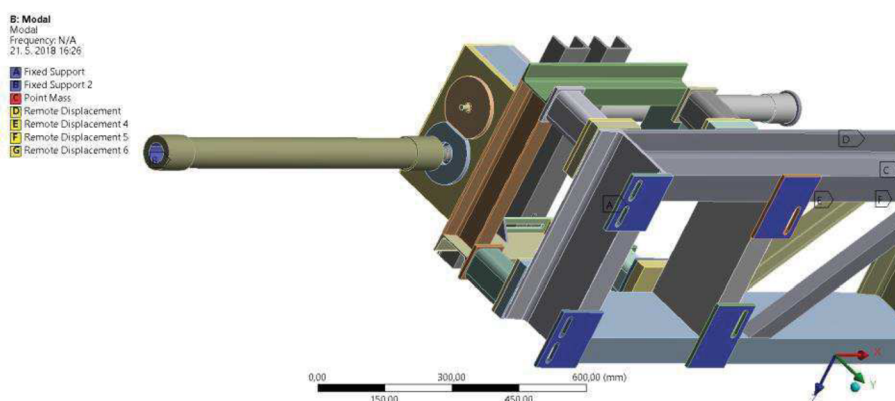
mapovanou síť s volným síťováním. Volné síťování bylo provedeno kvadratickými solid prvky. Celkový diskretizovaný model je tvořen 343 897 elementy, respektive 1 522 512 uzly. V případě modální analýzy se pro 30 vlastních frekvencí pohyboval výpočtový čas v rozmezí osmi až devíti hodin. K výpočtům byla použita výpočetní technika dostupná na učebně ÚADI.



Obr. 49 Kompletní síť konečných prvků

5.3.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jelikož se tato práce nezabývá volnou modální analýzou, bylo potřeba definovat okrajové podmínky, respektující plánovanou zástavbu do bezdozvukové komory. Spodní rám bude přišroubován k základové platformě laboratoře. Bylo zde proto na plochy patek spodního rámu použito pevné vazby- Fixed, na obrázku 50 vyznačené modře. Stejně bylo přistoupeno k zavazbení vstupní hřídele, touto vazbou vzniká jisté zvýšení tuhosti oproti reálnému stavu, jelikož spojka rotex částečně dovoluje pohyb v axiálním směru, a to pouze při zatížení tahem. Tento nedostatek byl bohužel odhalen až v závěrečné části práce, a z časových důvodů nebylo možné výpočty upravit. Jelikož rozdělením svařenců na jednotlivé profily vzniklo velké množství kontaktů, bylo nutné zkontrolovat možné defekty. Pro modální analýzu byly všechny pohyblivé části brány jako statické.

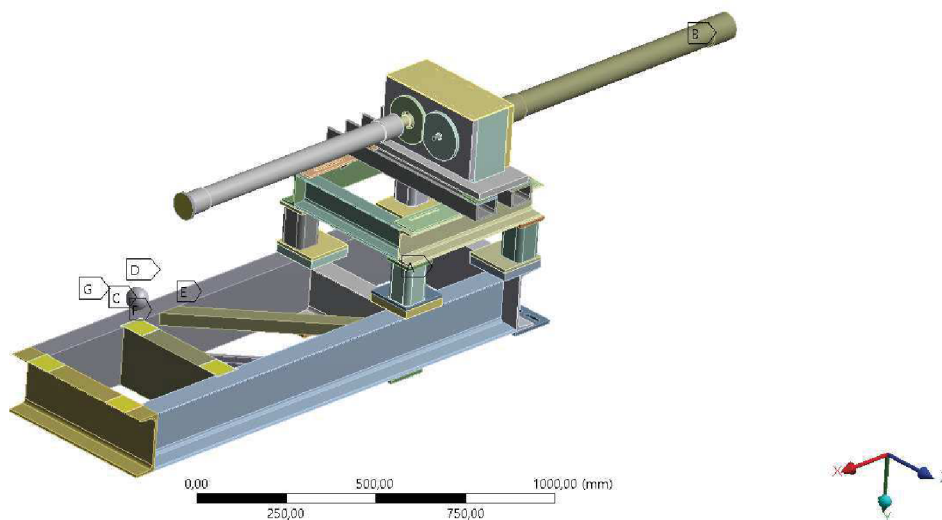


Obr. 50 Okrajové podmínky-vazby fixed

Nahrazení vířivého dynamometru hmotným bodem s sebou nese nutnost nahradit přenos pohybu spodního rámu v místech dotyku s dynamometrem na výstupní hřídel. Z tohoto důvodu zde bylo použito vazeb remote displacement, na obrázku 51 vyznačené žlutě. Tyto vazby přenáší nepružně pohyby z ploch na rámu na výstupní hřídel, respektive na redukci mezi přírubou dynamometru a přírubou hřídele. Každá za čtyř ploch byla svázána separátní vazbou s plochou redukce. Přenášený pohyb se týká posuvu ve všech třech osách, rotace kolem osy X a kolem osy Z. Rotace kolem osy Y se nepřenáší, jelikož se nepředpokládá vzhledem k tuhosti konstrukce natočení v tomto směru a také z důvodu, že minimálně jeden stupeň volnosti musí být u tohoto druhu vazby omezen. V průběhu příprav simulací bylo testováno i řešení s použitím malé kostky o velké hustotě materiálu umístěné do stejného bodu a použitím remote displacement vazeb od spodního rámu na kostku a následně od kostky k ploše redukce. Po konzultaci s vedoucím práce ale byla zvolena varianta použití hmotného bodu, výsledky výpočtů obou variant byly srovnatelné, použití hmotného bodu se ale jeví jako jednodušší a čistější řešení.

B: Modal
Modal
Frequency: N/A
21. 5. 2018 16:25

- A Fixed Support
- B Fixed Support 2
- C Point Mass
- D Remote Displacement
- E Remote Displacement 4
- F Remote Displacement 5
- G Remote Displacement 6



Obr. 51 Okrajové podmínky-vazby remote displacement.

Co se týče okrajových podmínek modální analýzy, bylo u finální varianty návrhu spočítáno třicet vlastních frekvencí a tvarů. Frekvenční omezení bylo nastaveno na 1860 Hz, což je zubová frekvence buzení při maximálních otáčkách. Nicméně poslední spočítaný vlastní tvar se nacházel na frekvenci 866 Hz.

5.3.4 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY-VLASTNÍ TVARY

Hlavním důvodem, proč byla prováděna analýza modálních vlastností navržené konstrukce, je posouzení vlivu buzení od rotujících hřídelů. Maximální otáčky vstupní hřídele, pro které je konstruována zkoumaná převodovka jsou 3000 min^{-1} . Převodovka je umístěná ve zkušebním řetězci tak, že vstupní strana má ozubené kolo s větším počtem zubů, tím pádem má výstupní hřídel vyšší otáčky než hřídel vstupní. Při uvažování maximálních vstupních otáček jsou otáčky výstupní hřídele:

$$v_{vystup} = v_{vstup} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \quad (24)$$

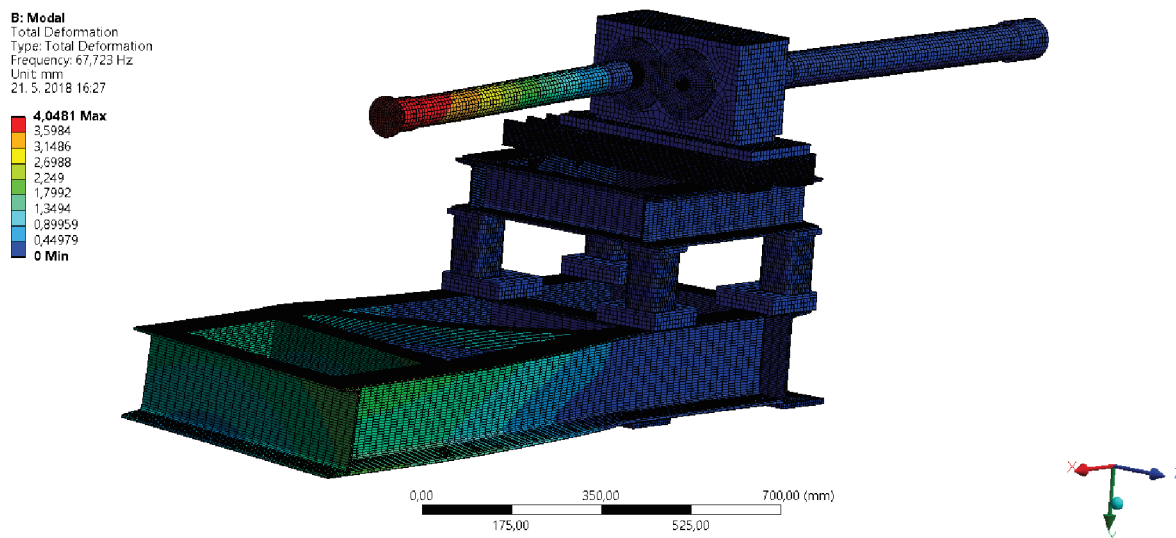
Což dává výstupní otáčky 3445 min^{-1} , to odpovídá budící frekvenci 57 Hz. Cílem modální analýzy a následné optimalizace návrhu, bylo dosažení první vlastní frekvence o dostatečný

počet hertzů vyšší než frekvence budící. Hodnoty vlastních frekvencí pro všech 30 spočítaných módů jsou vypsány do tabulky 6.

Pořadí vlastního módu	Frekvence [Hz]	Pořadí vlastního módu	Frekvence [Hz]
1.	68	16.	489
2.	150	17.	498
3.	196	18.	582
4.	238	19.	607
5.	303	20.	623
6.	313	21.	628
7.	348	22.	675
8.	388	23.	698
9.	425	24.	708
10.	443	25.	779
11.	444	26.	803
12.	448	27.	820
13.	457	28.	832
14.	460	29.	856
15.	465	30.	866

Tab. 6 Vlastní frekvence kmitání zkušebního stavu

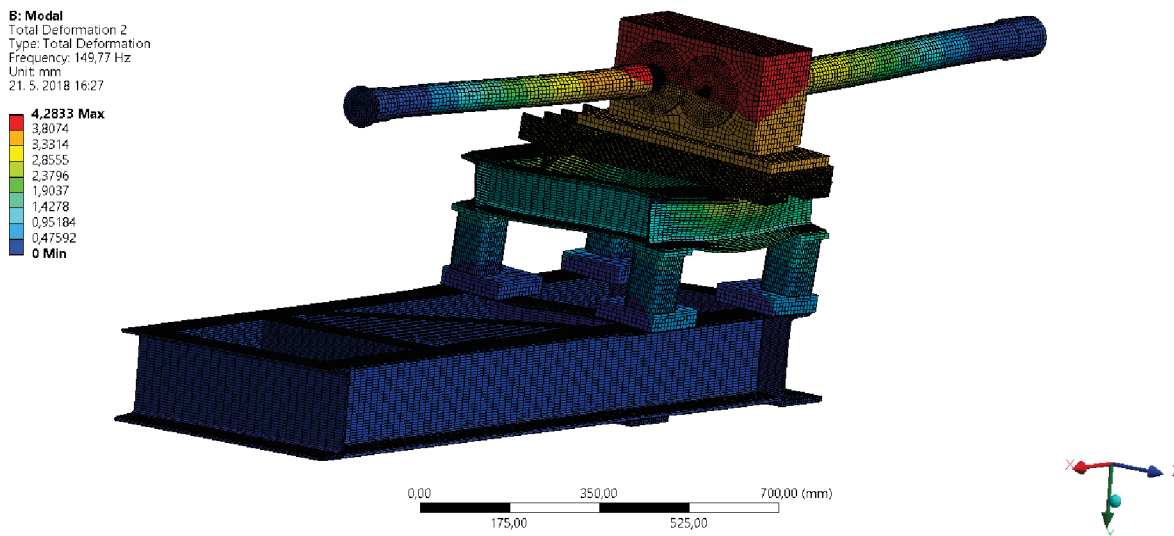
Z výsledků modální analýzy lze vyvodit několik závěrů. Prvním, pro řešení této diplomové práce nejdůležitějším, je hodnota vlastní frekvence prvního tvaru kmitání. Tuto hodnotu se použitím výztuh spodního rámu podařilo posunout na hodnotu 68 Hz. Předchozí varianta bez šikmé výztuhy měla první vlastní frekvenci 54 Hz, což je v oblasti pásma budících frekvencí. Jelikož maximální budící frekvence se nachází v dostatečném odstupu od první vlastní frekvence, není zde riziko možného vzniku rezonančního stavu. V převodovém ústrojí mohou vznikat také vibrace od záběru ozubení. Jelikož jejich energie je ale poměrně nízká a při výpočtech není bráno v potaz materiálové tlumení a další faktory jako přenosové vlastnosti v místech kontaktů, jsou tyto budící frekvence zanedbány. Příklady několika vlastních tvarů kmitání jsou uvedeny na následujících obrázcích.



Obr. 52 První vlastní tvar kmitání zkušebního stavu - 68 Hz

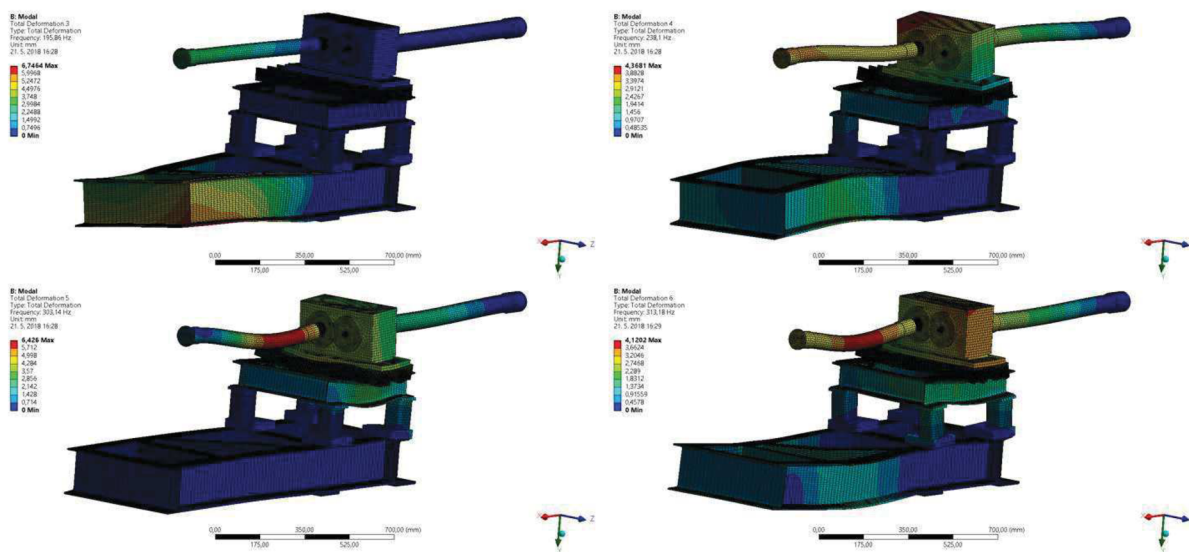
U první vlastní frekvence dochází ke krutu spodního rámu. Toto chování je v souladu s předpokladem vedoucího práce. Výztuhy v tomto případě způsobují, že je zkrutný pohyb

deformován na kombinaci krutu a posunutí v příčném směru. Tento složený pohyb by se dal popsat výstižně jako kývání.



Obr. 53 Druhý vlastní tvar kmitání zkušebního stavu - 150Hz

Druhým vlastním tvarem kmitání je posuv převodové skříně ve směru osy Z a z něj vyplývající deformace vrchního rámu a příčníků.

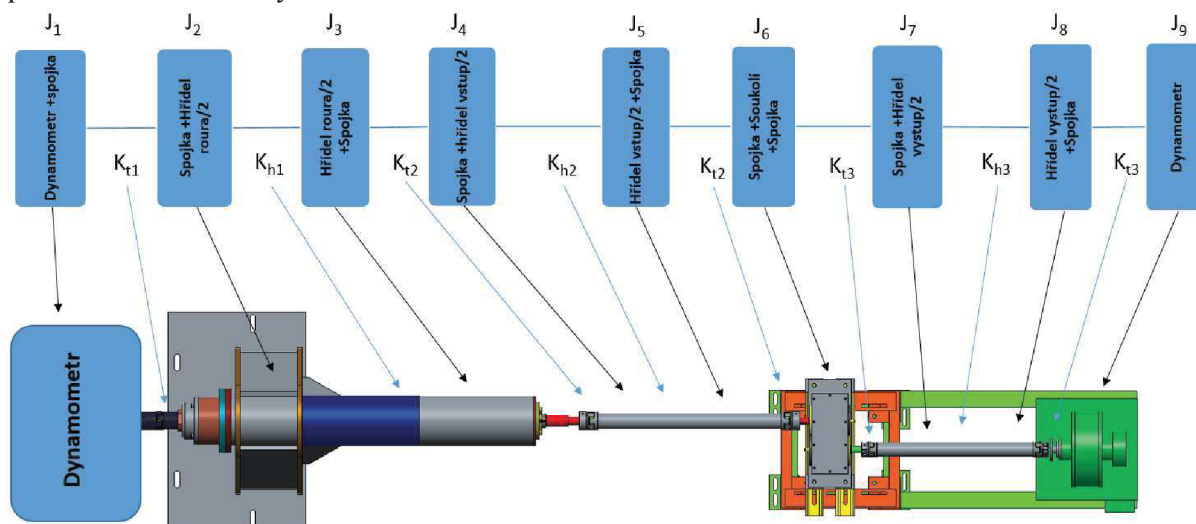


Obr. 54 Další vlastní tvary kmitání

Další vlastní tvary jsou zde uvedené pro ilustraci chování zkušebního stavu ve vyšších frekvencích. Třetí vlastní tvar má podobný charakter jako první, tj. kývání v místě vířivého dynamometru. Čtvrtý vlastní tvar je kývání převodové skříně a vířivého dynamometru okolo osy Z, zde je jistá nepřesnost vůči chování reálného zkušebního stavu, jelikož použité hřídele v místě pružných spojek nedovolují přenos tahového zatížení. Pátý tvar je pohyb skříně převodovky vertikálním směrem a poslední, šestý, zobrazený vlastní tvar je posuv převodové skříně ve směru osy hřídelů, zde je také jistá chyba, jelikož hřídele přenáší v axiálním směru pouze tlaková zatížení.

5.4 KONTROLA TORZNÍCH KMITŮ ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Krouticí moment generovaný aktivním dynamometrem je přenášeny na poměrně velkou vzdálenost a přes několik pružných elementů. Je zde tedy jisté riziko vzniku torzních kmitů. Vlastní frekvence torzního kmitání jsou ovlivněny tuhostí pružných elementů zubových spojek a také torzní tuhostí spojovacích hřídelů. Bylo tedy nutné vytvořit model torzního systému a provést modální analýzu torzního kmitání.



Obr. 55 Schéma náhradního torzního systému

Jednotlivé komponenty zahrnuté do torzního systému bylo třeba redukovat na zjednodušený model. Momenty setrvačnosti rotujících částí, mezi kterými není pružné spojení, byli nahrazeny jedním náhradním tělesem s ekvivalentní momentem setrvačnosti. Celkem je v náhradním zjednodušeném modelu devět tuhých těles. Které součásti jsou reprezentovány jednotlivými tuhými tělesy lze vyčíst ze schématu. Momenty setrvačnosti součástí, které se nacházejí na výstupní straně převodovky, včetně výstupního ozubeného kola, mají vyšší úhlovou rychlost. Momenty setrvačnosti a tuhosti na výstupní straně jsou vynásobeny druhou mocninou převrácené hodnoty převodového poměru ozubeného soukolí. Pružná spojení jsou nahrazena torzními pružinami. Hřídele jsou taktéž uvažovány jako torzně pružné, v modelu je proto každá hřídel rozdělena na polovinu a mezi ně je vložena torzní pružina s tuhostí rovnou torzní tuhosti hřídele.

Tuhost zubů převodového soukolí nebyla do analýzy zahrnuta, jelikož její hodnota je o několik řádů vyšší a převod byl tedy považován za torzně tuhý. Výsledný zjednodušený model se skládá z devíti tuhých těles a osmi torzních pružin. Momenty setrvačností těles a tuhosti torzních pružin jsou vypsány v tabulkách 7 a 8 v již modifikovaných hodnotách redukováných na společnou hřídel.

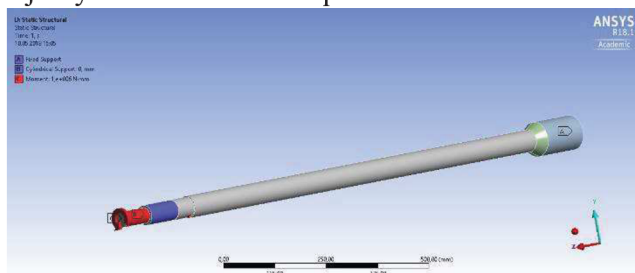
J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_{6m}	J_{7m}	J_{8m}	J_{9m}
$2,0543 \times 10^{-3}$	$2,7517 \times 10^{-2}$	$7,4571 \times 10^{-3}$	$1,3464 \times 10^{-3}$	$1,3464 \times 10^{-3}$	$1,1832 \times 10^{-2}$	$5,1776 \times 10^{-4}$	$5,1776 \times 10^{-4}$	$1,0164 \times 10^{-2}$

Tab. 7 Momenty setrvačností náhradních tuhých těles [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

K_{t1}	K_{h1}	K_{t2}	K_{h2}	K_{t2}	K_{t3m}	K_{h3m}	K_{t3m}
40 335	44 563	40 335	39 960	40 335	26 598	22 869	26 598

Tab. 8 Tuhosti náhradních torzních pružin [Nm·rad⁻¹]

Tuhosti jednotlivých pružin byly v případě pružných spojek vyhledány v příslušném katalogu výrobce, tuhosti hřídelů se řídí taktéž hodnotou torzní tuhosti vztáženou na metr délky hřídele a je dohledatelná v materiálech poskytnutých výrobcem hřídelů KTR. Pouze u prodlužovací hřídele nosné roury bylo nutné tuto tuhost zjistit statickou analýzou v MKP softwaru Ansys Workbench. Jedná se o relativně jednoduchou úlohu, kdy příslušná hřídel byla v nástroji Space Claim zjednodušena ve smyslu odstranění drážky pro pero, zkosení a zaoblení. Okrajové podmínky pro tuto analýzu jsou pevná vazba-fixed support na vstupní straně hřídele, válcová vazba-cylindrical support v místě ložiska na výstupní straně. Zatížení bylo aplikováno na výstupní konec ve formě krouticího momentu. Ten byl nastaven na hodnotu 1000 Nm pro jednodušší přepočítání výsledné tuhosti. Diskretizace byla provedena za použití metody multizone, která dovoluje vytvořit částečně mapovanou síť.

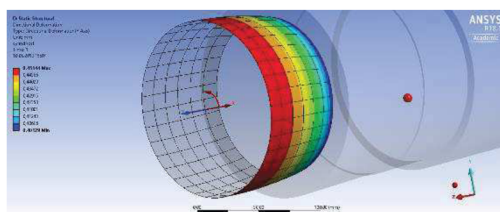


Obr. 56 Statická analýza torzní tuhosti hřídele-okrajové podmínky

Protože ve standartním kartézském systému se natočení hřídele popisuje poměrně obtížně a bylo by zapotřebí přepočítávat deformaci do polárních souřadnic, byla výsledná spočítaná deformace na zatíženém konci hřídele vyhodnocena právě použitím polárního souřadného systému. Ten dovoluje vyhodnotit tangenciální posuv konce hřídele přímo. Ze znalosti zatěžovacího momentu 1000 Nm a odpovídající deformace q_{tan} , která je průměrnou hodnotou natočení konce hřídele o poloměru 19 mm, byla vyhodnocena tuhost:

$$k_{h1} = \frac{1000}{\frac{q_{tan} \times 180}{2 \times 19}}, \tag{25}$$

výsledná hodnota je 44 562,76 [Nm·rad⁻¹], vzorec je upravený pro výpočet v radiánech.



Obr. 57 Statická analýza torzní tuhosti hřídele- tangenciální deformace konce hřídele

5.4.1 ANALYTICKÝ PŘÍSTUP

Modální analýza torzního kmitání tuhých těles je řešitelná analytickým přístupem. Aplikováním znalostí dynamiky těles s více stupni volnosti lze definovat soustavu rovnic, jejichž řešením lze získat vlastní frekvence netlumeného kmitání soustavy. Kompletní odvození rovnic je součástí znalostí dynamiky vibrací a tato práce se jím nebude podrobně zabírat.

Pro účely analýzy je důležité zmínit pouze výchozí pohybovou rovnici netlumeného volného kmitání s více stupni volnosti:

$$M\ddot{q} + Kq = 0, \quad (26)$$

Matice hmotnosti M je diagonální maticí momentů setrvačnosti, tvar matice je zde zobrazen v zápisu v programovém prostředí Matlab:

```
M = [J1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, J2, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, J3, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, J4, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, J5, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, J6, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, 0, J7, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, J8, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, J9];
```

Obr. 58 Matice hmotnosti

Matice tuhostí K je trojdiagonální a vyplývá z pohybových rovnic pro každé těleso, její podoba v zápisu pro Matlab:

```
K = [k1, -k2, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      -k1, k1+k2, -k2, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, -k2, k2+k3, -k3, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, -k3, k3+k4, -k4, 0, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, -k4, k4+k5, -k5, 0, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, -k5, k5+k6, -k6, 0, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, -k6, k6+k7, -k7, 0, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, 0, -k7, k7+k8, -k8, 0;
      0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -k8, k8];
```

Obr. 59 Matice tuhostí

Předpokládané řešení této soustavy rovnic je ve tvaru:

$$q(t) = w \cdot e^{j\psi t}, \quad (27)$$

v této rovnici w představuje vektor vlastních tvarů, který pro účely této analýzy není podstatný, ψ je vlastní úhlová rychlost. Pro řešení vlastních frekvencí je nutné toto řešení a jeho příslušné

derivace dosadit do pohybové rovnice. Matematickými úpravami, převedením na problém vlastních čísel se dostaneme ke vztahu:

$$(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} - \psi^2\mathbf{I}) \cdot \mathbf{w} = 0, \quad (28)$$

výraz $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$ označuje modální matici a \mathbf{I} matici jednotkovou, ψ^2 je druhá mocnina vlastních frekvencí a zároveň matice neznámých čísel soustavy.

Rovnice

$$\det(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} - \psi^2\mathbf{I}) = 0, \quad (29)$$

je charakteristická rovnice soustavy. Kořeny této rovnice se nazývají vlastní čísla soustavy a jsou druhou mocninou vlastních frekvencí. Výsledné hodnoty vlastních frekvencí jsou udávány v $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$.

Řešení vlastních čísel v programovém prostředí Matlab je možné příkazem „eig“ (z anglického eigenvalues-vlastní čísla). Tento příkaz vrátí nejen matici vlastních čísel, ale i matici vlastních vektorů, ta je ale pro tuto analýzu nepodstatná. Vlastní frekvence kmitání se získají odmocninou vlastních čísel matice. Hlavní část skriptu lze vidět na obrázku 60.

```
[V,D] = eig(K,M);
for i = 1:9
    freqs(i) = sqrt(D(i,i));
end
modes = V;
end
```

Obr. 60 Hlavní část skriptu pro výpočet vlastních frekvencí torzních kmitů

Výsledné vlastní frekvence torzního kmitání jsou vypsány v tabulce 9.

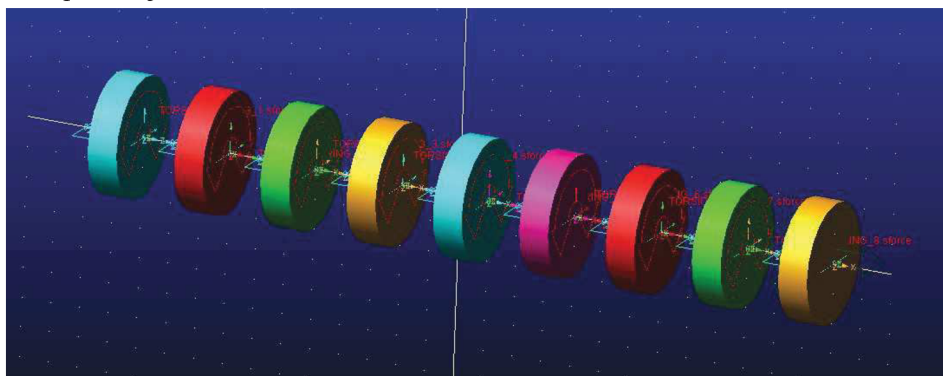
Vlastní frekvence netlumeného kmitání torzní soustavy zkušebního stavu [Hz]								
f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8	f_9
0	74,8	184,9	309,2	617,2	938,5	1021,5	1517,2	1644,4

Tab. 9 Vlastní frekvence torzního kmitání

Z výsledných vlastních frekvencí torzních kmitů je patrné, že předpokládaná maximální budící frekvence 57 Hz leží v dostatečném odstupu od první vlastní frekvence soustavy. Budící frekvence od záběru ozubení jsou i v tomto případě zanedbány, zejména z důvodu vysokého relativního tlumení plastových elementů pružných spojek.

5.4.2 MULTIBODY MODEL - ADAMS

Analytický přístup k výpočtu vlastních frekvencí netlumeného kmitání torzní soustavy dává poměrně přesné výsledky. Nicméně pro ověření výpočtu bylo rozhodnuto vytvořit model torzního řetězce také v multibody systému Adams. Tuhá tělesa jsou zde reprezentována kotouči, které mají hmotnost nastavenou blízkou nule ($1 \cdot 10^{-10}$) a moment setrvačnosti k ose rotace dle tabulky č. 7. Tělesa byla v prostoru ustavena pomocí vazeb revoluce joint, které omezují posuvy ve všech směrech a také rotace kolem os Y a Z. Jediný dovolený pohyb je tedy rotace v ose X procházející středy kotoučů. Vazby mezi sousedními tělesy jsou torzní pružiny o tuhostech odpovídajících tabulce č. 8.



Obr. 61 Model torzního řetězce v programovém prostředí Adams View

Analýza vlastních frekvencí volného netlumeného kmitání v programu Adams View byla provedena pomocí plug-in modulu Vibrations. Výstupem je tabulka vlastních frekvencí.

Výsledné vlastní frekvence, získané z programem Adams jsou porovnány s hodnotami získanými analytickým přístupem. Porovnání těchto hodnot je v následující tabulce. Z výsledků je patrné, že hodnoty získané oběma způsoby se téměř shodují. Rozdíly ve výsledcích mohou být způsobené zaokrouhlovací chybou nebo faktem, že software Adams neumožňuje použití nehmotných těles. Hmotnost byla nastavena na velmi nízkou hodnotu, nicméně může mít jistý vliv na vypočtená data.

Vlastní frekvence	Analytický výpočet	Multibody výpočet
f_1	0	0
f_2	74,8	74,7
f_3	184,9	184,8
f_4	309,2	309,0
f_5	617,2	617,2
f_6	938,5	938,3
f_7	1021,5	1021,5
f_8	1517,2	1517,1
f_9	1644,4	1644,3

Tab. 10 Porovnání vlastních frekvencí torzního kmitání

ZÁVĚR

Cílem této závěrečné práce bylo navrhnout zkušební stav s otevřenou smyčkou toku momentu, pro účely měření NVH parametrů převodových ústrojí v prostředí simulující volné akustické pole. Tímto prostředím je bezdozvuková komora Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. První část práce se zabývá popisem vybraných veličin a mechanismů vzniku a šíření hluku, akustickými poli a možnostmi jejich simulace v laboratorním prostředí. V této kapitole je také zevrubně popsána problematika vibrací, vlastních frekvencí kmitání pružných těles a možnost vzniku rezonančních stavů. Druhá část rešerše popisuje konvenční metody měření akustických veličin a vibrací a nejběžnější nástroje k těmto účelům používané. Kapitola 3 popisuje mechanismy vzniku vibrací a následně hluku v převodových ústrojích s ozubenými koly. Čtvrtá kapitola je částečně rešerší v oblasti možných metodik měření převodových ústrojí a částečně popisuje součásti, které budou použité v praktické části návrhu a konkrétní technické parametry těchto součástí.

Samotná praktická část této závěrečné práce je zahrnutá v kapitole 5. První podkapitola popisuje postup návrhu zkušebního stavu. 3D modely návrhu byly vytvářeny v programovém prostředí Creo Parametric. Jsou zde rozebrány jednotlivé iterace návrhu, které byly postupně optimalizovány až do finálního stavu. Jednotlivé úpravy probíhaly jednak na základě požadavků na budoucí plánovanou aplikaci a jednak z hlediska snížení výrobních nákladů při předpokládané výrobě tohoto zkušebního stavu. Výsledný návrh je sestavou tvořenou svařovanými rámy z normalizovaných profilů, zejména profilů U válcovaných za tepla. Byl kladen důraz na použití co nejmenšího množství obráběných dílců, případně na jednoduchost jejich výroby.

Druhou částí praktické sekce bylo provedení vázané modální analýzy navržené geometrie v programovém prostředí Ansys Workbench. Cílem této analýzy bylo zjištění vlastních frekvencí konstrukce a optimalizace návrhu tak, aby první vlastní frekvence kmitání nenacházela v oblasti předpokládaného buzení od rotujících částí. Maximální budicí frekvence je u použité převodové skříně 0-57 Hz. Na základě modální analýzy bylo přistoupeno k vyztužení spodního svařovaného rámu šikmými výztuhami z U profilů. Touto úpravou bylo dosaženo první vlastní frekvence kmitání 68 Hz, což je v dostatečném odstupu od frekvence budicí. Vyšší frekvence buzení vznikající záběrem ozubených kol byly vzhledem k tuhosti navrženého řešení a vnitřního tlumení materiálů zanedbány.

Jelikož tok krouticího momentu od zdroje, kterým je aktivní dynamometr, až k vířivé brzdě probíhá přes několik pružných spojení a na poměrně velkou vzdálenost, byla provedena modální analýza torzního kmitání. Vlastní frekvence torzního kmitání byly zjištěny dvěma způsoby a to analyticky, za použití maticového výpočtu v programu Matlab, a následně ověřeny také numericky, vytvořením zjednodušeného virtuálního prototypu v multibody softwaru Adams View. Na základě těchto analýz bylo použito u spojovacích hřídelů tužších pružných elementů. Tato úprava způsobila posun první vlastní frekvence kmitání na hodnotu 75 Hz, což je taktéž mimo oblast předpokládaného buzení. Celková pevnostní analýza vzhledem k robustnosti navrženého řešení a nízkého zatěžovacího momentu, který je schopný vířivý dynamometr vyvinout, nebyla po dohodě provedena.

Posledním bodem této práce je vytvoření kompletní výkresové dokumentace pro výrobu navrženého zkušebního stavu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. ISBN 80-214-3060-5.
- [2] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901-9362-5.
- [3] PETRÁK, Peter. *Hluk a vibrácie v dopravnej technike*. V Bratislave: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2015. Edícia vysokoškolských učebníc (Slovenská technická univerzita). ISBN ISBN978-80-227-4499-7.
- [4] BERANEK, Leo L. a I. L. VÉR. *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. New York: Wiley, 1992. ISBN 04-716-1751-2.
- [5] SMITH, James D. *Gear noise and vibration*. New York: Marcel Dekker, 1999. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.), 123. ISBN 08-247-6005-0.
- [6] NOVOTNÝ, Pavel. *Přednášky z předmětu: Vibrace a Hluk*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [7] BERAN, Vlastimil. *Chvění a hluk*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2010. ISBN 978-80-7043-916-6.
- [8] PROKOP, Aleš. *Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů: Powertrain vibration modelling using virtual prototypes : zkrácená verze Ph.D. Thesis*. Brno: [Vysoké učení technické v Brně], 2017. ISBN 978-80-214-5490-3.
- [9] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise: Design optimization of gearbox considering reduction of noise emission*. V Brně: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2003. Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. ISBN 80-214-2439-7.
- [10] TŮMA, Jiří. *Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures*. Chichester, West Sussex: Wiley, 2014. ISBN 978-1-118-35941-9.
- [11] Backlash-free jaw couplings_ROTEX_GS: katalog. Německo, 2018.
- [12] Introduction to vibration of systems with many degrees of freedom. *Introduction to dynamics and vibrations* [online]. 2016 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/vibrations_mdof/vibrations_mdof.htm
- [13] Dozvuková komora. In: *VÚTS Liberec* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.vuts.cz/dozvukova-komora.html#!prettyPhoto>
- [14] Intenzitní sonda G.R.A.S. typ 50AI. In: *Centrum výzkumu a využití obnovitelných zdrojů energie* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.cvvoze.cz/vyzkumne-programy/elektromechanicka-premena-energie/laboratore-mechanika/laborator-mereni/intenzitni-sonda/>

- [15] Piezo snímače sil PACeline a příslušenství. In: *HBP měřicí technika* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/kategorie/snimace-a-senzory-mechanickych-velicin/piezi-snimacel-sil-paceline-a-prislusenstvi/>
- [16] Eddy current brake. In: *Wikipedia* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Eddy_current_brake
- [17] Impact hammer. In: *National instruments* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/cs/nid/213180>
- [18] Delay sum beamforming. In: *The Lab book pages* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.labbookpages.co.uk/audio/beamforming/delaySum.html>
- [19] Laser Doppler vibrometer. In: *Wikipedia* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Laser_Doppler_vibrometer
- [20] Acoustic Camera - Bionic S-112 microphone array. In: *CAE software and systems* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: Acoustic Camera - Bionic S-112 microphone array
- [21] IVS-500 Industrial Vibration Sensor. In: *Polytec* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.polytec.com/uk/vibrometry/products/single-point-vibrometers/ivs-500-industrial-vibration-sensor/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

p	[Pa]	Akustický tlak
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota vzduchu
c	[m·s ⁻¹]	Rychlost zvuku ve vzduchu
Q	[-]	Faktor směrovosti zdroje
r	[m]	Vzdálenost od zdroje hluku
a_s	[-]	Součinitel absorpce
S	[m ²]	Plocha povrchu
T	[s]	Dozvuk
T_{60}	[s]	Doba dozvuku
V	[m ³]	Objem místnosti
r_d	[m]	Dozvuková vzdálenost
f_p	[Hz]	Přechodová frekvence
k	[N·m ⁻¹]	Tuhost pružiny
b	[N·m·s ⁻²]	Tlumení
m	[kg]	Hmotnost
q	[m]	Zobecněná výchylka
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení
$F(t)$	[N]	Síla proměnná v čas
δ	[rad·s ⁻¹]	Součinitel doznívání
Ω	[rad·s ⁻¹]	Vlastní frekvence netlumeného kmitání
Ω_{TL}	[rad·s ⁻¹]	Vlastní frekvence tlumeného kmitání
b_{KR}	[N·m·s ⁻²]	Kritické tlumení
ζ_b	[-]	Poměrné tlumení
λ	[-]	Vlastní číslo
η	[-]	Součinitel naladění
ζ	[-]	Poměrná amplituda
q_{stat}	[m]	Statická výchylka
Q_e	[C]	Elektrický náboj
Z	[N·s·m ⁻¹]	Mechanická impedance

g	[m·s ⁻¹]	Gravitační zrychlení
P_{Gmax}	[kW]	Maximální výkon dynamometru v režimu generátor
P_{Mmax}	[kW]	Maximální výkon dynamometru v režimu motor
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky
z_1	[-]	Počet zubů hnacího kola
z_2	[-]	Počet zubů hnaného kola
v_{vstup}	[min ⁻¹]	Vstupní otáčky
v_{vystup}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky
k_{h1}	[N·m ⁻¹]	Tuhost prodlužovací hřídele
w	[-]	Vektor vlastních tvarů
ψ	[Hz]	Vlastní frekvence kmitání

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

FSI-ADI-001-001	Spodní svařenec
FSI-ADI-001-002	Svařenec- spodní rám
FSI-ADI-001-003	Příčnick zadní
FSI-ADI-001-004	Podélník
FSI-ADI-001-005	Příčnick přední
FSI-ADI-001-006	Příčnick krátký
FSI-ADI-001-007	Příčnick dlouhý
FSI-ADI-001-008	Zadní platle
FSI-ADI-001-009	Závitová podložka
FSI-ADI-001-010	Přední platle
FSI-ADI-001-011	Výztuha
FSI-ADI-002-001	Vrchní svařenec
FSI-ADI-002-002	Vrchní rám
FSI-ADI-002-003	Noha
FSI-ADI-002-004	Drážkovaná deska
FSI-ADI-002-005	Výztuha vrchní
FSI-ADI-002-006	Platle noha
FSI-ADI-002-007	Jekl-noha
FSI-ADI-002-008	Podložka noha
FSI-ADI-002-009	Profil U100-dlouhý
FSI-ADI-002-0010	Profil U100-krátký
FSI-ADI-003-001	Příčnick svařovaný
FSI-ADI-003-002	Příčnick U profil
FSI-ADI-003-003	Příložka