



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

**NÁVRH TESTOVACÍHO STAVU DIFERENCIÁLU
PRO ZÁSTAVBU V BEZDOZVUKOVÉ KOMOŘE**

DESIGN OF THE DIFFERENTIAL TEST RIG FOR TESTING IN ANECHOIC CHAMBER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Ivanič

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2020

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Michal Ivanič
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Aleš Prokop, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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

Návrh testovacího stavu diferenciálu pro zástavbu v bezdozvukové komoře

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh zkušebního stavu pro testování diferenciálů z hlediska vibrací a hluku. Z tohoto důvodu je třeba zkušební stav situovat do plně bezdozvukové akustické komory, vyřešit pohon a zároveň možnost zatěžování z hlediska různých provozních stavů.

Cíle diplomové práce:

Rešerše dané problematiky.

Vyhotovení konstrukčního návrhu, respektujícího vstupní parametry a danou zástavbu testovaných komponentů.

Návrh způsobu testování NVH parametrů.

Optimalizace klíčových komponent z hlediska pevnosti.

Vyhotovení výkresové dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

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

SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998, 250 s. ISBN 8090193625.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Práca popisuje konštrukčný návrh skúšobného stavu pre experimentálne stanovenie vibroakustických parametrov časti hnacieho ústrojenstva. V práci sa nachádza rešeršná časť, popisujúca problematiku hnacieho ústrojenstva, vibroakustiky, meracích zariadení a napokon rozdelením a popisom testovacích stavov. Súčasne sú vysvetlené dôvody výberu uzavretého okruhu. Súčasťou sú taktiež výsledky analytických výpočtov a numerické výsledky metód MKP vykonaných pomocou softvéru ANSYS a tiež výkresová dokumentácia jednotlivých častí.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

testovací stav, diferenciál, vibrácie, hluk, návrh, uzavretá slučka, otvorená slučka, NVH, modálna analýza, metóda konečných prvkov, MKP

ABSTRACT

The diploma thesis describes the design of a test stand for experimental determination of vibroacoustic parameters of a part of the powertrain system. Thesis contains a research part, describing the problems of the drive system, vibroacoustics, measuring devices and also the division and the description of test stands. At the same time, the reasons for choosing a closed loop test stand are explained. Thesis also includes the results of analytical calculations and numerical results of FEM methods performed using ANSYS software, as well as drawing documentation of individual parts.

KEYWORDS

test stand, differential, vibrations, noise, design, closed loop, open loop, NVH, modal analysis, finite elements method, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

IVANIČ, Michal. *Návrh testovacího stavu diferenciálu pro zástavbu v bezdozvukové komoře*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129528>. Diplomová práce 82 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 84 s. Vedoucí práce Aleš Prokop.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Aleše Prokopa a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 25. mája 2020

.....

Michal Ivanič

POĎAKOVANIE

Ďakujem Ing. Alešovi Prokopovi za jeho rady a pripomienky pri písaní diplomovej práce, jeho ochotu konzultovať na diaľku, jeho trpezlivosť a ústretový prístup. Ďalej ďakujem svojej rodine a priateľom za podporu počas môjho štúdia.

OBSAH

Úvod	9
1 Záber ozubených kolies	10
1.1 Chyba prevodu.....	10
1.2 Zubová frekvencia	13
2 Testovacie stavy na prevodové ústrojenstvá	14
2.1 Testovacie zariadenia s otvoreným silovým okruhom	16
2.2 Testovacie zariadenia s uzavretým silovým okruhom.....	17
3 Hnacie ústrojenstvo vozidla.....	20
3.1 Rozvodovka	20
3.2 Stály prevod.....	21
3.3 Diferenciál	21
3.4 Poskytnutý diferenciál	25
4 Základné pojmy vibrácií a akustiky.....	26
4.1 Základné pojmy vibrácií.....	26
4.2 Základné pojmy akustiky	27
4.3 Hladiny akustických veličín	28
4.4 Váhové filtre	29
5 Spracovávanie nameraných signálov.....	30
5.1 Spektrálna analýza	30
5.2 Kepstrálna analýza.....	30
5.3 Fourierova transformácia a FFT	31
6 Meranie vibroakustických parametrov	33
6.1 Akcelerometre	33
6.2 Mikrofóny.....	35
6.3 Bezdozvuková komora a komora ÚADI	37
7 Testovací stav	40
7.1 Definovanie záťažných parametrov.....	43
7.2 Návrh testovacieho stavu.....	47
7.3 Nakupované diely	50
7.4 Vyrábané diely.....	54
7.5 MKP výpočty.....	57
7.6 Úprava podstavca	68
Záver.....	72
Zoznam použitých skratiek a symbolov	77
Zoznam príloh	82

ÚVOD

Hnacie ústrojenstvá moderných dopravných prostriedkov sú zložitými systémami, ktoré prešli mnohými vylepšeniami. Výrobcovia automobilov sa stále snažia zvyšovať parametre motorov, ako napríklad výkon motora, krútiaci moment a súčasne znižovať spotrebu paliva. Vo všeobecnosti, navýšenie výkonu motora často vedie k navýšeniu hluku a vibrácií hnacieho ústrojenstva vozidla. Hnacie ústrojenstvá a vozidlá musia spĺňať národné legislatívy, vďaka ktorým výrobcovia výrazne znižujú hluk a vibrácie. Následné hodnotenie úrovne vibrácií a hluku je neoddeliteľnou súčasťou homologizácie vozidiel uvádzaných na trh. Hodnotená je nielen úroveň vibrácií a hluku vyžiareného do okolia, ale aj úroveň vibrácií a hluku pôsobiaceho na posádku. Tieto môžu byť vyriešené za pomoci experimentálnych alebo výpočtových metód.

Medzi najvýznamnejšie vnímané zdroje hluku dopravných prostriedkov môžeme naďalej považovať spaľovacie motory a pri navyšujúcich sa rýchlostiach, odvalujúce sa pneumatiky. Keďže sa v dnešnej dobe do popredia dostávajú automobily s elektrickým pohonom, dochádza k vytvoreniu nového problému, ktorým je hluk a vibrácie hnacieho ústrojenstva vozidla. Tieto sú sprievodnými javmi pracovných procesov všetkých strojných zariadení, ktoré sa výrobcovia snažia čo najviac potláčať.

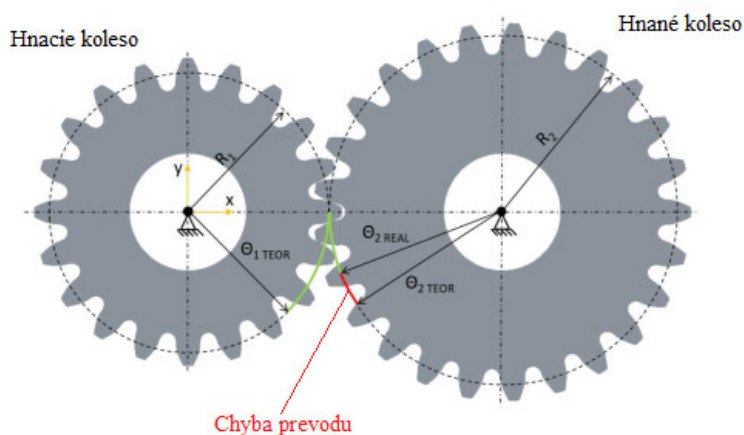
1 ZÁBER OZUBENÝCH KOLIES

Prevodovky a obzvlášť mechanické, sú najčastejšími uzlami takmer všetkých strojných zariadení. Z tohto dôvodu je užitočné venovať sa hlučnosti týchto zariadení, analyzovať ich nadmernú hlučnosť a identifikovať ich hlavné príčiny. Na hluk a vibrácie má veľký vplyv hladkosť chodu daného ústrojenstva. [1],[2]

Pri pracovnom režime stroja sa generujú budiace silové účinky, ktoré rozkmitávajú jeho jednotlivé časti a to buď priamo alebo cez jeho konštrukciu. Tieto kmitajúce povrchy následne vyžarujú akustickú energiu do okolitého vzdušného prostredia. Na udržovanie vibrácií a na vyžarovanie akustickej energie je spotrebovávaná časť nominálneho výkonu stroja, takže vibroakustické signály daného strojného zariadenia reprezentujú jeho vlastné fyzické pracovné procesy. Vibrácie a hluk, vygenerované chodom mechanických ozubených prevodoviek, sú vedené cez hriadele a ložiská na skriňu prevodovky a priľahlé plochy, ktoré ďalej vibrujú a tak následne vyžarujú hluk do okolitého vzdušného priestoru. Hluk ozubených prevodov plynie hlavne z ustálených vibrácií prevodového systému budeného najčastejšie chybami prevodov, ktoré sú prevažujúcimi pôvodcami a zdrojmi hluku. [2]

1.1 CHYBA PREVODU

Chybu prevodu môžeme definovať ako odchýlku polohy poháňaného ozubeného kola (pre ktorúkoľvek danú polohu hnacieho zariadenia), vo vzťahu k polohe, ktorú by poháňaný prevod zaujímal, ak by boli oba prevodové stupne geometricky dokonalé a nedeformované. Tieto zmeny prevodov sú spôsobené výrobnými nepresnosťami jednotlivých dielov, vrátane ozubenia, pri ich montáži, deformáciami hriadeľov prevodovky, zaťažením a deformáciami zubov a ozubených kolies a ďalšími vplyvmi. [1], [2], [3], [4]



Obr. 1 Chyba prevodu

Chybu prevodu možno vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu:[1]

$$TE = r_2 \cdot \theta_2 - r_1 \cdot \theta_1 = \left(\theta_2 - \frac{n_1}{n_2} \cdot \theta_1 \right) \cdot r_2 \quad (1)$$

kde TE znamená chybu prevodu [m], θ_1 predstavuje uhol natočenia pastorku [rad], θ_2 uhol natočenia kola [rad], r_1 polomer roztečenej kružnice pastorku [m], r_2 polomer roztečenej

kružnice ozubeného kola [m], n_1 otáčky pastorka [min^{-1}] a n_2 otáčky ozubeného kola [min^{-1}].

Veľké množstvo vykonaných štúdií poukázalo, že práve chyba prevodu je jedným z hlavných, ak nie hlavným, dôvodom kvílenia v prevodových komponentoch. Toto však nesmie byť zamieňané za vznik kvílenia prevodových komponentov. Vzhľadom na to, že chyba prevodu je hlavným zdrojom hluku, skutočný hluk nepochádza priamo zo zmien uhlovej rýchlosti. Torzné zrýchlenia spôsobujú vibračné ložiskové reakcie, ktoré rozkmitávajú kryt prevodovky, ktorý následne šíri hluk pulzáciou stien skrine prevodovky. [4]

Poznáme rôzne typy chýb prevodov, ktoré sú často zmieňované v odborných literatúrach a to: [3]

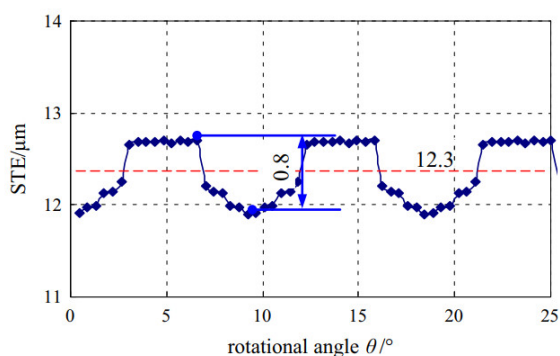
- Výrobná chyba prevodu
- Statická chyba prevodu
- Kinematická chyba prevodu
- Dynamická chyba prevodu.

1.1.1 VÝROBNÁ CHYBA PREVODU

Jedná sa o najjednoduchšiu chybu, pretože geometria zubov ozubeného kola priamo ovplyvňuje uhlovú polohu výstupného ozubeného kola pre danú polohu vstupného ozubeného kola, takže akákoľvek zmena bodu dotyku zubu by spôsobila chybu prevodu. Táto zmena je spôsobená výrobou ozubených kolies, preto je nazývaná výrobná chyba prevodu. Toto je jediný druh chyby prevodu, ktorá je mierou chyby jediného prevodového stupňa. Všeobecne platí, že chyba prevodu sa týka záberov dvoch prevodových ozubených kolies a preto sa dá povedať, že predstavuje súčet príslušných chýb prevodu jednotlivých prevodových stupňov. Výrobná chyba prevodu (MTE) sa meria pri podmienkach bez zaťaženia alebo pri miernom zaťažení a môže sa použiť na testovanie presnosti ozubených kolies na výrobní linke, kde sú používané jednostranné stroje.[4]

1.1.2 STATICKÁ CHYBA PREVODU

Ak sa dve ozubené kolesá zachytia v podmienkach s nízkym zaťažením, zuby ozubeného kola sa elasticky deformujú spolu s plášťom, ložiskom a hriadeľmi prevodovky. Preto sa dá predpokladať, že chyba prevodu pod vplyvom nízkeho zaťaženia je statická chyba prevodu (STE) a tiež zohľadňuje tuhosť všetkých komponentov v systéme. Statická chyba prevodu sa meria pri nízkych rýchlostiach, aby sa zabránilo dynamickým účinkom systému. Zuby páru ozubených kolies sa deformujú v dôsledku zaťaženia vo forme ohybu a kontaktu medzi nimi, čo vytvára tuhosť ôk. Keď sa ozubené kolesá otáčajú okami, počet zubov v sieťach sa mení v závislosti od kontaktného pomeru ozubených kolies a teda tiež ovplyvňuje tuhosť ôk medzi zubami ozubeného kola. Existuje niekoľko prístupov na aproximáciu premenlivej tuhosti ôk v statickom prípade, Blankenship a Singh naznačujú, že tuhosť môže tiež závisieť od zaťaženia ôk, a Mark definoval tuhosť ako integrálnu oblasť nad kontaktnou zónou, pričom berie do úvahy miestne nepravidelnosti povrchu. [3], [4], [5]



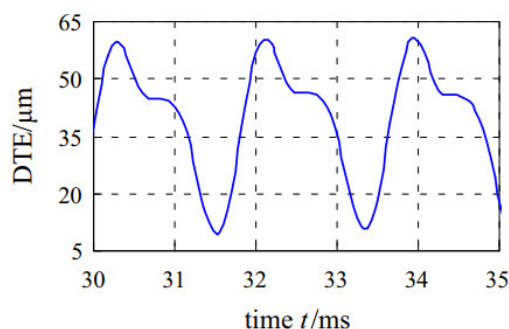
Obr. 2 Statická chyba prevodu [5]

1.1.3 KINEMATICKÁ CHYBA PREVODU

Kinematická chyba prenosu (KTE) je odvodením MTE, ktorá berie do úvahy asperity prítomné na povrchoch zubov. Asperity sú lokálne nerovnosti povrchu, drsnosť a nerovnomernosť, ktoré nie je možné vidieť voľným okom. Kedy dva povrchy s takýmito asperitami prichádzajú do styku, tieto nerovnosti sa deformujú, kým sa kontaktná plocha nezvýši a nesie bremeno. Blankenship a Singh skúmajú tento typ jemných elastických deformácií na povrchoch zubov ozubených kolies, ku ktorým dochádza pri malom zaťažení. Naznačujú, že pri nízkom zaťažení sú kontaktné deformácie zubov priemerom lokálnej deformácie asperit prítomných na pracovných plochách. Pretože asperity nie sú zámerným konštrukčným prvkom, možno ich pripísať výrobnej chybe. Prakticky existuje veľmi malý rozdiel medzi MTE a KTE, pretože MTE je v podstate špeciálny prípad KTE, bez zaťaženia. [4]

1.1.4 DYNAMICKÁ CHYBA PREVODU

Koncept dynamickej chyby prevodu uznáva, že prevodový systém má komponenty s hmotnosťou a premenlivou tuhosťou. Zohľadnením hmotností ozubených kolies a ich otáčok spôsobuje zotrvačné sily systému dynamické sily oka. Dizajnéri upravujú svoje výpočty životnosti ozubených kolies pomocou dynamického faktora. Dynamický faktor je pomer dynamického zaťaženia k statickému zaťaženiu v dôsledku chýb geometrie zubov. Özgüven a Houser poskytujú históriu práce s dynamickým faktorom ako úvod k historickému prehľadu matematických modelov používaných v dynamike prevodových stupňov. Dynamický faktor síce presne nepredstavuje dynamiku sieťoviny, ale ukazuje, že dynamické zaťaženie v sieti je výsledkom statickej chyby prenosu. Táto statická chyba prenosu je zdrojom pre vznik dynamickej chyby prevodu. Dynamická chyba prevodu závisí od rýchlosti a dá sa matematicky vyjadriť vynásobením statickej chyby prenosovou funkciou. [3], [4], [5]



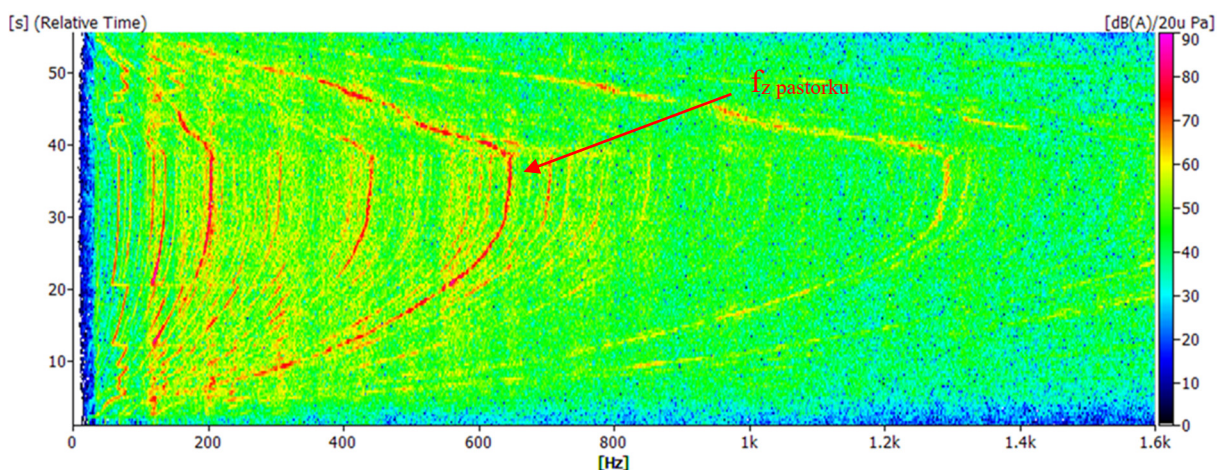
Obr. 3 Dynamická chyba prevodu [5]

1.2 ZUBOVÁ FREKVENCIA

Zuby ozubených súkolí a uloženia hriadel'ov v skriniach sú pružné a pri pôsobení síl sa deformujú a tým vytvárajú odchýlky od teoretického záberu ozubenia. Tomuto javu sa nedá predísť. V spektrách sa kvôli vyššie uvedeným skutočnostiam objavujú frekvencie, odpovedajúce frekvencii striedania zubov v zábere, ktoré sú označované ako zubové frekvencie. Pre zubovú frekvenciu platí nasledovný vzťah: [9]

$$f_z = f_n \cdot z \quad (2)$$

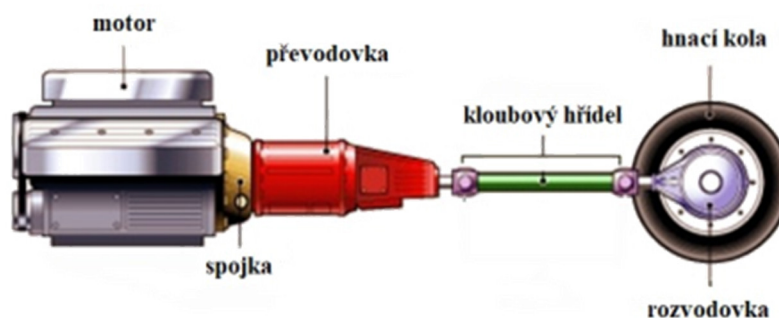
kde f_z je zubová frekvencia [Hz], f_n otáčková frekvencia [Hz] a z počet zubov kola.



Obr. 4 Zubová frekvencia pastorku diferenciálu s vyznačenou hodnotou zubovej frekvencie pastorku f_z pastorka [Hz]

2 TESTOVACIE STAVY NA PREVODOVÉ ÚSTROJENSTVÁ

Prevodové ústrojenstvo je časťou hnacieho ústrojenstva, nachádzajúcej sa medzi motorom a hnacími kolesami. Prevodové ústrojenstvá sú tvorené spojkou, prevodovkou, kĺbovými hriadeľmi, rozvodovkou, diferenciálom, hnacími hriadeľmi kolies, prípadne prevodom v hnacích kolesách a u vozidiel s pohonom všetkých kolies ešte rozdeľovacou prevodovkou a viskóznou spojkou. [5], [6]



Obr. 5 Prevodové ústrojenstvo motorového vozidla [8]

Diplomová práca sa zaoberá konštrukciou stavu na meranie hluku a vibrácií diferenciálu, avšak tieto javy prebiehajú analogicky aj u prevodoviek. Prevodovky, respektíve diferenciály, predstavujú akusticky uzavreté prvky, z ktorých sa hluk a vibrácie šíria prevažne vibráciami povrchu skrine. Tieto vibrácie sa cez upevňovacie prvky môže preniesť aj na karosériu alebo rám vozidla, kde sú vyžarované vo forme hluku. [5]

Skúšky prevodového ústrojenstva a jeho jednotlivých častí sa uskutočňujú v prevádzkových (cestných) alebo laboratórnych podmienkach a to za účelom zistenia účinnosti, teplotných režimov, hluku a vibrácií, tuhosti, pevnosti, spoľahlivosti a životnosti. Okrem toho sa skúmajú aj otázky spojené s prácou častí prevodového ústrojenstva, a to: [5], [7], [9]

- výber mazacích prostriedkov,
- kontrola záberu ozubených kolies,
- vyváženosť hriadeľov,
- prepínanie prevodov v automatických prevodovkách.

Metodika týchto skúšok závisí na cieľoch skúšky. Na skúšobných stavoch sa väčšinou skúšajú jednotlivé časti prevodového ústrojenstva. V jazdných podmienkach sa, väčšinou, vyšetruje funkcia celého prevodového ústrojenstva a vzájomný účinok jeho jednotlivých častí. Výkonová metrológia vyžaduje, aby skúšané mechanizmy boli zaťažené rovnakým výkonom, ktorým sú zaťažené počas používania. Pri meraní je nevyhnutné meranie otáčok, prenášaného krútiaceho momentu a teplotu, či už meraných častí prevodového ústrojenstva alebo iných častí stavu, akými sú napríklad ložiskové jednotky. Zariadenia pre skúšanie častí prevodového ústrojenstva je možné deliť podľa spôsobu zaťažovania na: [7]

- s priamym zaťažením (otvorený silový okruh),
- s predpätím (zatvorený silový okruh),
- s dynamickým zaťažením (elektrohydraulické pulzátory),
- so zaťažením od zotrvačných síl (zotrvačnickové stavy).

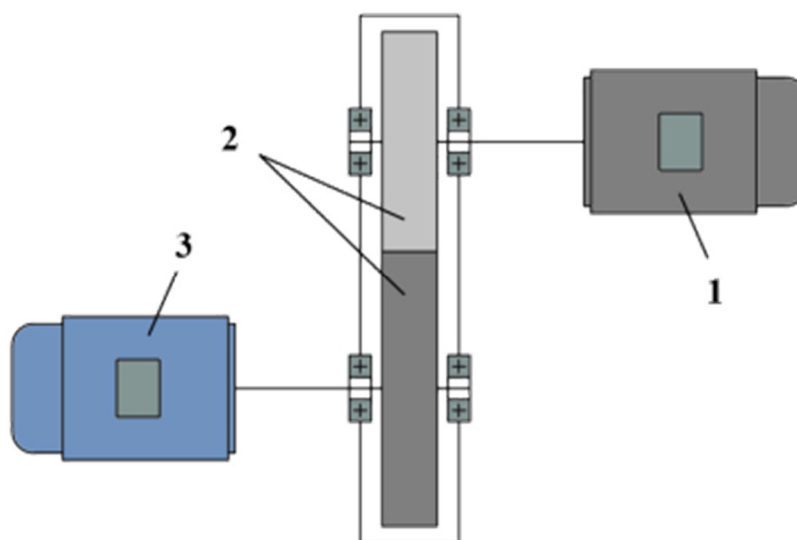
Pre simuláciu prevádzkového zaťaženia sú bežne používané v zásade dva druhy okruhov: [1], [6], [7]

- otvorené silové okruhy,
- uzavreté silové okruhy.

Zásadný je rozdiel v spôsobe práce s energiou dodávanou do experimentu. U otvorených okruhov je celá energia vynaložená na simuláciu prevádzkového zaťaženia nenávratne marená. Do sústavy je teda nutné privádzať výkon, aký by bol v reálnej prevádzke. Tento výkon, znížený o straty v systéme, musí byť na výstupe zo sústavy marený, obvykle vo forme tepla. [7]



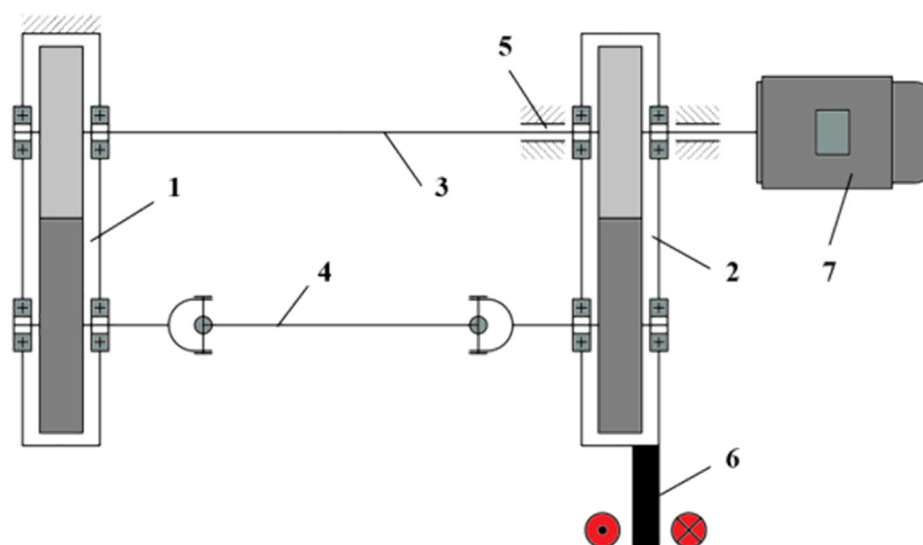
Obr. 6 Základná schéma zariadenia s otvoreným okruhom [7]



Obr. 7. Testovací stav s otvoreným okruhom [9]

1 – hnacie zariadenie, 2 – zaťažovaný prvok, 3 – zaťažovacie zariadenie

V uzatvorených silových okruhoch je dodávaná do experimentu len energia nutná na krytie strát sústavy. Nižšia energetická náročnosť uzatvorených mechanických okruhov ich predurčuje k realizácii dlhodobých skúšok, ktoré obvykle slúžia na stanovenie životnosti meraného objektu. Takisto sú vhodné v prípadoch, pri ktorých sa pri experimente pracuje s ekonomicky nezanedbateľnými výkonmi. [7]



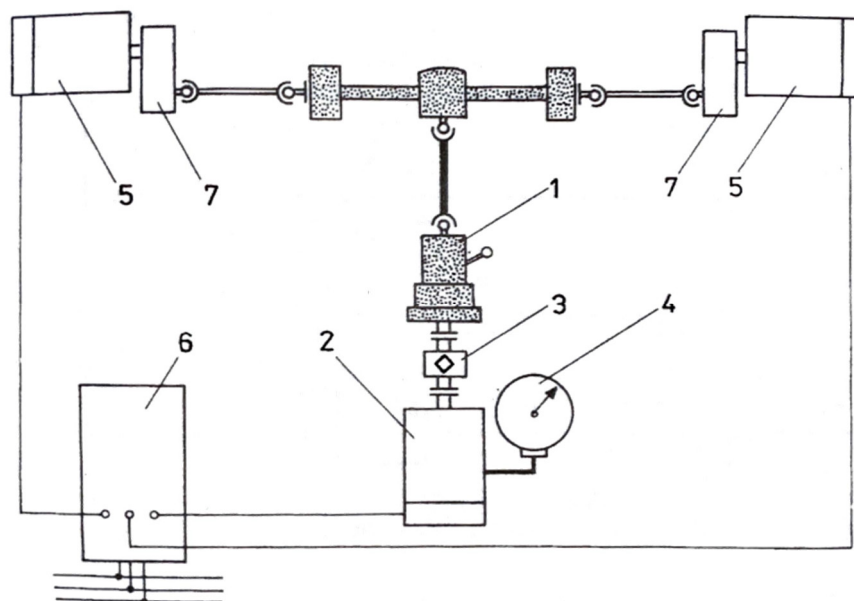
Obr. 8 Testovací stav s uzatvoreným okruhom [9]

1 – meraný komponent, 2 – pomocná prevodovka, 3 – prepájacia hriadeľ, 4 – prepájacia kĺbová hriadeľ, 5 – otočné uloženie pomocnej prevodovky, 6 – reakčná páka, 7 – hnacie zariadenie

2.1 TESTOVACIE ZARIADENIA S OTVORENÝM SILOVÝM OKRUHOM

Pre skúšobné zariadenia s otvoreným silovým okruhom vo všeobecnosti platí, že sa používajú najmä v tých prípadoch, kde má byť vyšetrované prevodové ústrojenstvo spoločne s hnacím motorom a teda, že pre zaťaženie pohonu súčasne nutné aj jeho brzdenie. Toto tvrdenie vychádza z faktu, že hnací motor a takisto aj zaťažovacie zariadenie musí byť dimenzované pre plný skúšobný výkon. Z tohto dôvodu vznikajú pre tento systém vysoké obstarávacie a prevádzkové náklady. U týchto zariadení sa, z dôvodu spoľahlivosti a jednoduchého ovládania, používajú hydraulické brzdy. [6], [9]

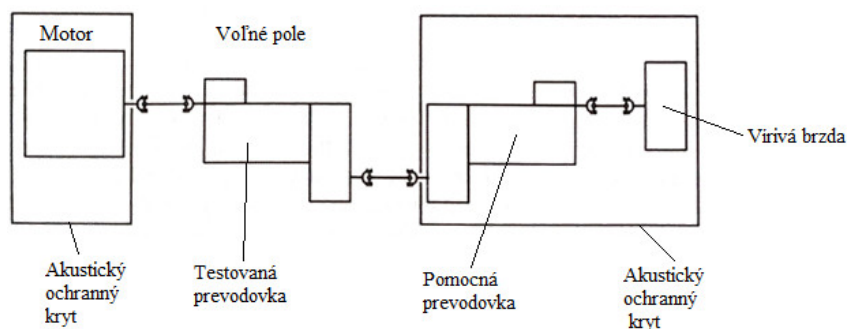
Elektromagnetické vírivé brzdy umožňujú automatický priebeh skúšky podľa stanoveného programu a z toho dôvodu slúžia pre skúšky častí prevodového ústrojenstva prebiehajúce po dlhšiu dobu a pri stupňovite meniacom sa zaťažení. Takéto automatizované skúšobne je možné realizovať takisto s jednosmernými elektromotormi. Obstarávacie náklady sú vyššie, než u vírivej brzdy, ale je možné odstrániť najväčšiu nevýhodu a tou je vysoká spotreba energie. U takýchto zariadení sú hnacie hriadele nápravy a vstupná strana skúmanej časti prevodového ústrojenstva spojené s generátormi. Vďaka tomu je umožnené meniť smer toku energie, tzn. zamenenie vstupnej strany pohonu s výstupnou stranou – hnacie hriadele nápravy môžu byť poháňané alebo brzdené. Pri takomto zapojení kryje elektrická sieť len energetické straty skúšobného stavu, tak ako u stavov s predpätím, ktoré budú popísané v nasledujúcej kapitole. [6], [9]



Obr. 9 Skúšobné zariadenie s jednosmernými generátormi [6]

1 – skúšaný agregát, 2 – výkyvne uložený jednosmerný generátor, 3 – snímač krútiaceho momentu, 4 – váha pre meranie krútiaceho momentu, 5 – jednosmerný generátor, 6 – elektrický menič, 7 – vložená prevodovka

Pri stanovisku s otvoreným silovým okruhom je hluk meraný vo voľnom poli, pomocou dvoch mikrofónov, ktoré sú uložené v bezdozvukovej komore. Schematické znázornenie takéhoto okruhu je na obrázku č. 9. Z dôvodu použitia vírvej brzdy je nevyhnutné použiť pomocnú prevodovku na zvýšenie rýchlosti, pri ktorej je tento typ brzdy schopný účinne zaťažiť prevodovku krútiacim momentom. [1]

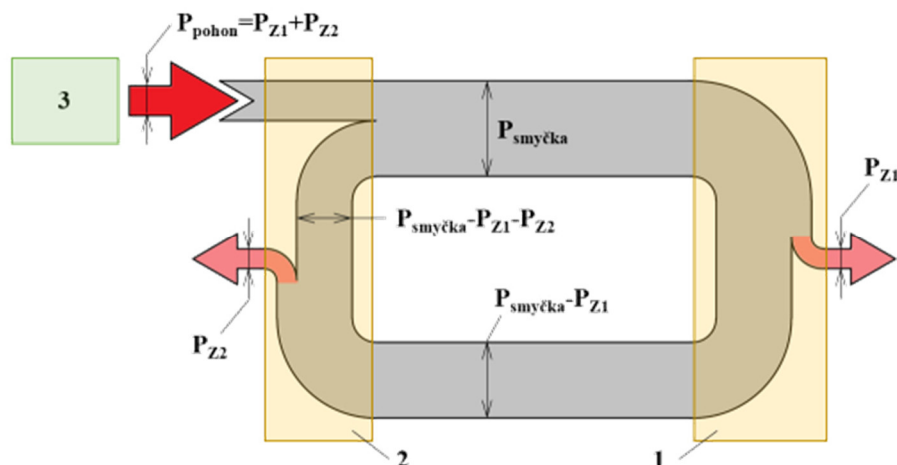


Obr. 10 Schematické znázornenie stanoviska s otvoreným silovým okruhom

2.2 TESTOVACIE ZARIADENIA S UZAVRETÝM SILOVÝM OKRUHOM

Všetky diely skúšobného zariadenia, namáhané skúšobným momentom, tvoria uzavretý okruh, ktorý je možné predopnúť a to už aj v kľudnom stave. Motor poháňa celý okruh z vonku podľa požadovaných skúšobných otáčok. Najjednoduchším zaťažovacím zariadením je spojenie dvoch prírub, ktoré sa pred začiatkom skúšky, pri zastavenom skúšobnom stroji, natočia proti sebe a v tejto pozícii zaistia, čím v zariadení vznikne predpätie. Väčšinou sa však používajú mechanické alebo hydraulické spojky, ktoré umožňujú plynulú zmenu krútiaceho momentu behom chodu. Uzavreté mechanické zaťažovacie okruhy sú predovšetkým určené pre mechanizmy s rotačnou kinematikou. Popísané predpätie, ktoré vzniklo skrútením pružného členu, spôsobí vznik výkonu pôsobiaceho ako výkon rotujúci v uzatvorenej slučke. Tento výkon je v literatúre často označovaný ako virtuálny výkon. Takto zaťažované môžu

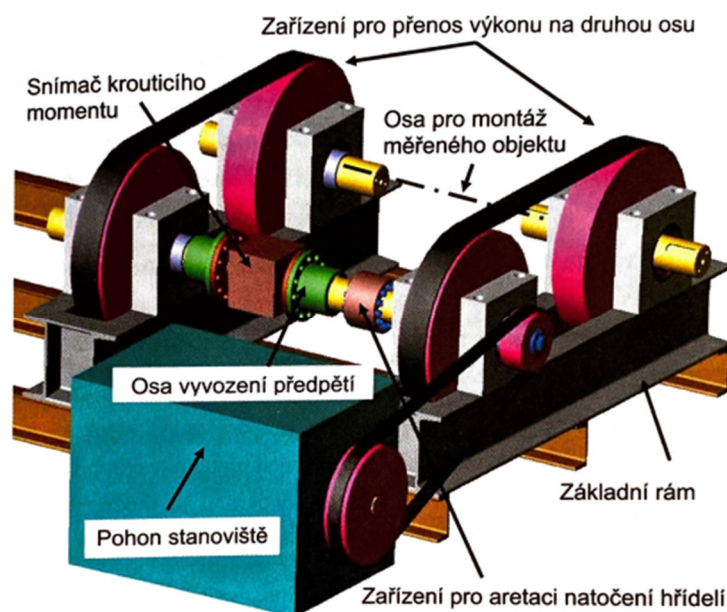
byť, vo všeobecnosti, ozubené súkolia, všetky druhy prevodových mechanizmov, spojky a ďalšie prvky. V porovnaní so zariadeniami s otvoreným silovým okruhom, zariadenia s uzavretým okruhom spotrebujú na svoj chod menej energie, pretože všetka spotrebovaná energia slúži len k pokrytiu strát celej meracej sústavy. Obrázok číslo 10 schematicky znázorňuje tok energie testovacím zariadením. [1], [6], [7], [9]



Obr. 11 Energetická bilancia v uzavrenej slučke [9]

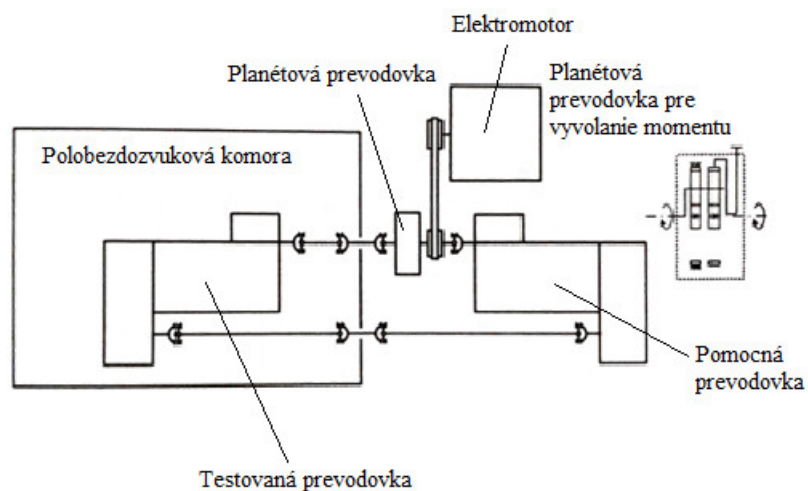
1 – meraná časť prevodového ústrojenstva, 2 – pomocná prevodovka, 3- hnacie zariadenie, P_{pohon} – výkon dodávaný do slučky, P_{z1} – straty na meranej časti prevodového ústrojenstva, P_{z2} – straty na pomocnej prevodovke

Zariadenie sa skladá z dvoch, niekedy aj troch osí, ktoré sú medzi sebou prepojené pomocou vhodných mechanických väzieb. Na osi pre vyvedenie predpätia je umiestnený snímač krútiaceho momentu, ktorým je sledované zaťaženie v okruhu a zariadenie pre aretáciu natočenia hriadeľov. Na druhej osi je namontovaný buď meraný objekt alebo je os neprerušená. Obe osi sú prepojené zariadeniami na prenos výkonu. Toto zariadenie (prevodový mechanizmus) môže byť meraným objektom. Nutnou podmienkou pre funkčnosť je, aby oba prevodové mechanizmy mali rovnaký prevodový pomer. Poslednou súčasťou je pohon stanoviska, ktorý kryje mechanické straty všetkých prvkov okruhu. [1], [7]



Obr. 12 Schéma princípu mechanického zaťažovacieho okruhu [7]

Jedným z príkladov, akým je vyvolávaný krútiaci moment, ktorý má prevodovka prenášať, je s použitím planétovej prevodovky. Skúšaná prevodovka je uzavretá v polo bezdozvukovej miestnosti so zvukovými vlnami absorbujúcimi steny a strop a reflexnou podlahou. Kvalita polobezdozvukovej miestnosti je veľmi dôležitá pre dosiahnuteľnosť výsledkov. Čas dozvuku by mal byť menší, ako sa vyžaduje vo frekvenčnom rozsahu, od najmenej 200 Hz do 3 kHz. Otáčky vstupného hriadeľa sa pomaly zvyšujú z minimálneho na maximálny počet otáčok za minútu, zatiaľ čo prevodovka je pod zaťažením zodpovedajúcim úplnému zrýchleniu vozidla. [1]



Obr. 13 Testovacie zariadenie s uzavretým okruhom v polobezdozvukovej komore

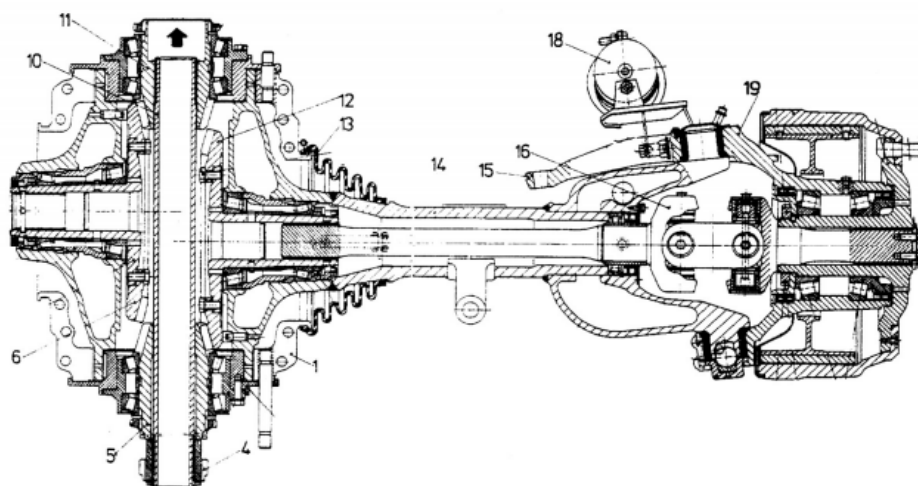
3 HNACIE ÚSTROJENSTVO VOZIDLA

Pred definovaním diferenciálu je nutné definovať pojem rozvodovka a stály prevod vozidla.

3.1 ROZVODOVKA

Rozvodovka je časť hnacieho ústrojenstva, ktorá zahŕňa stály prevod hnacej nápravy a, už spomínaný diferenciál. Tieto časti sú uložené v skrini prevodovky, ktorá je súčasťou mostu hnacej nápravy u tuhých náprav alebo je upevnená samostatne k rámu, či karosérii u delených. Na obrázku č. 13 je zobrazená rozvodovka ťažkého nákladného automobilu. Úlohou rozvodovky je: [10], [11], [12]

- preniesť a zväčšiť točivý moment – aby bol hnací moment privedený na kolesá dostatočný pre jazdné podmienky, musí byť zväčšený točivý moment na výstupe z prevodovky;
- znížiť otáčky hnacích kolies – ak chceme dosiahnuť požadovanej rýchlosti vozidla pri danom momente, otáčky na výstupe z prevodovky sa musia znížiť pomocou stáleho prevodu;
- rozviesť točivý moment na kolesá vozidla – ak je motor uložený pozdĺžne a hnacie hriadele kolies sú vždy umiestnené kolmo k pozdĺžnej osi vozidla, prenos točivého momentu je prevádzaný kuželovým stálym prevodom. Prie priečnom uložení motora sú hriadele paralelne a teda môže byť použitý stály prevod s čelnými ozubenými kolesami.



Obr. 14 Rozvodovka prednej nápravy ťažkého automobilu Tatra 815 [12]

1 – skriňa prevodovky, 4 – centrálné ozubené koleso, 5 – voľný pastorok, 6 – kuželové koleso, 10 – hriadeľ pastorkov, 11 – pevný pastorok, 12 – kuželové koleso, 14 – kyvadlová polonáprava, 15 – riadiaca páka, 16 – hnací hriadeľ s dvojitým krížovým kĺbom, 18 – brzdny valec, 19 – otočný čap kolesa

3.2 STÁLY PREVOD

Stály prevod je takisto súčasťou hnacieho ústrojenstva všetkých motorových vozidiel. Je najčastejšie umiestnený spolu s diferenciálom, v blízkosti hnacích kolies. Hlavnými úlohami stáleho prevodu je zníženie otáčok hnacích kolies a zväčšenie krútiaceho momentu prenášaného na kolesá, aby vozidlo prekonalo jazdné odpory. [10], [12]

Stály prevod môžeme rozdeliť podľa použitého súkolesia: [12]

- stály prevod s kužeľovým súkolesím – u vozidiel s pozdĺžne uloženým motorom;
- stály prevod s čelným súkolesím – u vozidiel s priečne uloženým motorom.

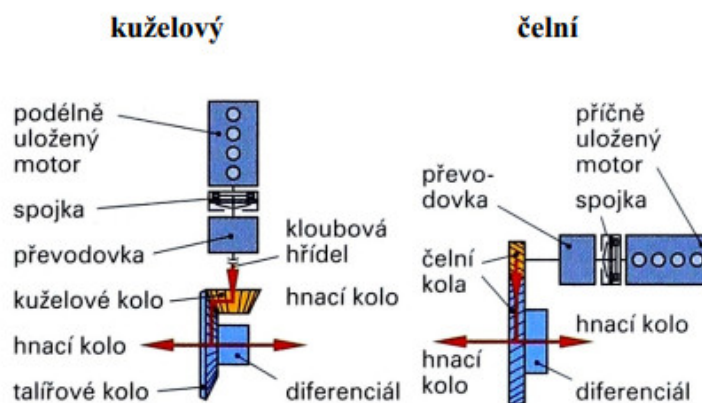
Podľa počtu stupňov:

- jednoduchý (jednostupňový);
- dvojnásobný (dvojstupňový).

Podľa usporiadania:

- zlúčený – ak jedno súkolesie slúži pre obe hnacie kolesá;
- dvojstranný – každé hnacie koleso má svoje súkolesie;
 - vnútorný (obe súkolesia sú v spoločnej skrini);
 - vonkajší (každé súkolesie je umiestnené zvlášť).

Na obrázku nižšie je uvedené porovnanie kužeľového a čelného stáleho prevodu.



Obr. 15 Jednoduchý stály prevod [12]

3.3 DIFERENCIÁL

Diferenciály alebo celým názvom diferenciálne planétové súkolesie, je mechanické zariadenie hnacieho ústrojenstva, založené na princípe planétovej prevodovky, umožňujúce rozdielne otáčky hnacích kolies vozidla a rovnomerné rozloženie krútiaceho momentu na kolesá a to aj v prípade, kedy kolesá rozdielne otáčky. [10], [12], [13]

Pri prejazde vozidla zákrutou sa vonkajšie kolesá odvalujú po kružnici s väčším polomerom, než vnútorné kolesá. Z toho vyplýva, že dráha prejdená vonkajšieho kolesa je väčšia, než dráha vnútorného kolesa. Ak sa jedná o nepoháňanú nápravu, kolesá nie sú spojené spoločným hriadeľom a sú voľne otočné a môžu sa otáčať rôznymi rýchlosťami, diferenciál

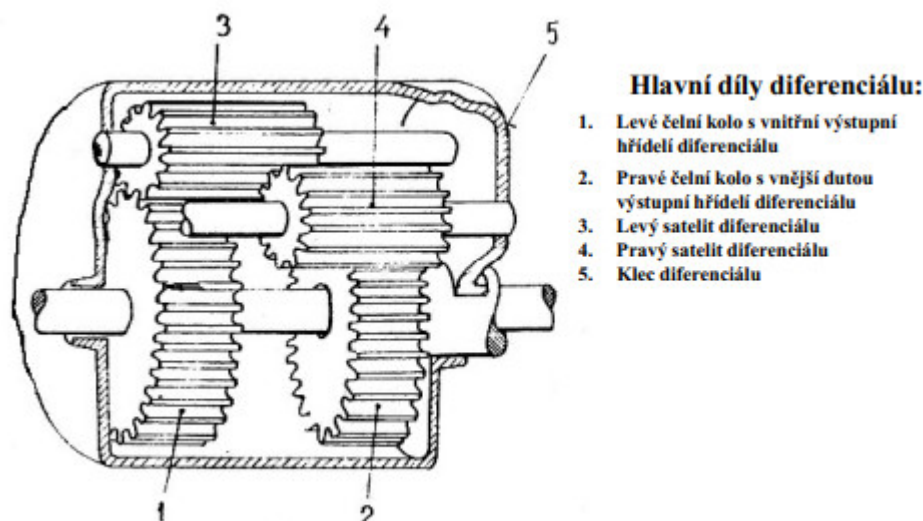
nie je potrebný. U hnacej nápravy bývajú obe kolesá spojené hnacím hriadeľom a majú teda rovnaké otáčky. Bez diferenciálu by sa kolesá pri prejazde zákrutou šmýkali alebo odskakovali od vozovky. Tento jav sa musí brať do úvahy nielen pri prejazde zákrutou, ale aj pri nerovnomernom zaťažení kolies, nerovnej vozovke alebo pri rôznom tlaku v pneumatikách alebo ich rozdielnom opotrebení. Šmýkanie a preklz kolies má za následok zvýšenie obvodových deformácií pneumatiky, zvýšenie namáhania prevodového ústrojenstva, zvýšené namáhanie všetkých častí spojených so šmýkajúcimi kolesami, zvýšenie strát výkonu o časť výkonu vynaloženým na šmýkanie pneumatiky atď. Pre tieto dôvody má dnes každý automobil, autobus, nákladný automobil alebo traktor v rozvodovke zakomponovaný diferenciál. [10], [11], [13]

Medzi najčastejšie používané diferenciály patrí: [11]

- čelný diferenciál;
- kužeľový diferenciál.

3.3.1 ČELNÝ DIFERENCIÁL

Čelný diferenciál je tvorený pastorokom a tanierovým kolesom, na ktorom je pripevnená klietka. V klietke sú na čapoch uložené satelity s čelným ozubením. Ich počet býva obvykle 4 alebo 6, podľa veľkosti prenášaného krútiaceho momentu. Ďalej sú tu uložené centrálné kolesá s čelným ozubením, tie sú spojené s hnacími hriadeľmi kolies, prípadne náprav, ak sa jedná o medzi nápravový diferenciál. Obidva satelity nie sú v zábere s obidvomi centrálnymi kolesami (rozdiel medzi kužeľovým diferenciálom), ale jedna polovica satelitu je vždy v zábere s jedným centrálnym kolesom a druhá s druhým satelitom, ktorý je v zábere s druhým centrálnym kolesom. Čelné diferenciály majú oproti kužeľovým menší vonkajší priemer, ale sú dlhšie. [10], [11]

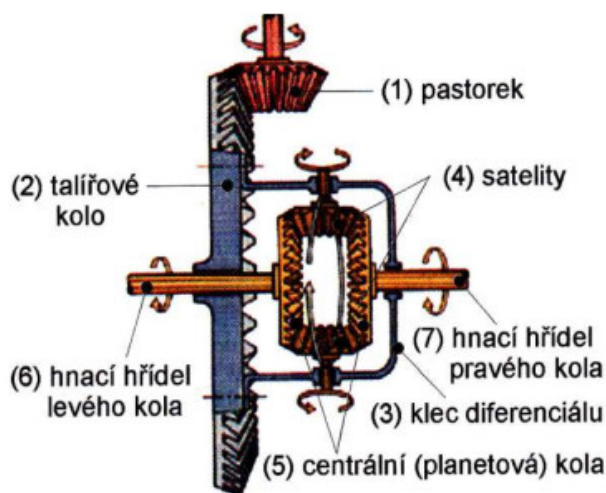


Obr. 16 Ilustratívna schéma čelného diferenciálu (prevedenie konštrukcie s dvojstranným zlúčeným stálym prevodom) [13]

3.3.2 KUŽEĽOVÝ DIFERENCIÁL

Na pastorok je privádzaný krútiaci moment od motora. Pastorok je v stálom zábere s tanierovým kolesom, ktoré je pevne spojené s klietkou. Do klietky je vložený čap, na ktorom sú otočne uložené dve ozubené kolesá (satelity). V prípade prenosu veľkých krútiacich momentov, napríklad u nákladných vozidiel, je do klietky vložený krížový čap

a satelity sú 4. Obidva satelity sú v priamom zábere s obidvomi centrálnymi kolesami. Každé centrálné koleso je spojené s hnacím hriadeľom kola automobilu. Pretože sú centrálné kolesá spojené so satelitmi, pri stálych otáčkach tanierového kola môže mať jedno centrálné koleso o určitý počet vyššie otáčky a druhé o rovnaký počet otáčky nižšie. Toto sa uskutočňuje pomocou vzájomného natáčania planetových kolies. Keď sa celý mechanizmus otáča vpred, jedno koleso je zrýchľované a druhé je spomaľované prídavným otáčaním. Tieto otáčania by znamenali, že planetové kolesá sa točia proti sebe, avšak satelity viaže tieto pohyby dopredu, z čoho vyjde, že tieto prídavné otáčania sú rovnaké, ale ich smer je opačný. Spojenie je uvedené pomocou drážkovania alebo použitím posuvného kĺbu. U úžitkových vozidiel sa používa krížový čap, ale u automobilov najčastejšie jeden čap s dvoma satelitmi. [10], [11]



Obr. 17 Schéma kuželového nápravového diferenciálu s kuželovým stálym prevodom [10]

Pri priamej jazde vpred (uhol natočenia kolies je nulový), sú otáčky oboch kolies a musí teda platiť: [11], [13]

$$\omega_r = \omega_p \quad (3)$$

$$n_r = n_p \quad (4)$$

kde ω_r je uhlová rýchlosť ľavého kola [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], ω_p uhlová rýchlosť pravého kola [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], n_r otáčky ľavého kola [min^{-1}], n_p - otáčky pravého kola [min^{-1}].

Krútiaci moment je prenášaný z pastorku na tanierové koleso, to znamená, že i na kľetku diferenciálu a satelity. Satelity sa netočia okolo svojej osi, len obiehajú okolo osi tanierového kola. Centrálné kolesá sa točia rovnakou uhlovou rýchlosťou ako kľetka o obidve kolesá sa tak točia rovnakými otáčkami. Zároveň je medzi nich rovnomerne rozdelený krútiaci moment, podľa vzťahov: [11], [13]

$$M_r = M_p \quad (5)$$

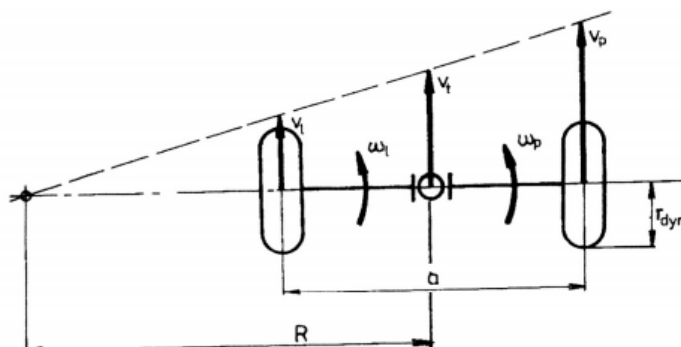
$$M_r + M_p = \frac{M_t}{2} \quad (6)$$

kde M_l je krútiaci moment na ľavom kolese [N·m], M_p krútiaci moment na pravom kolese [N·m] a M_t je krútiaci moment privádzaný na klietku diferenciálu [N·m].

Pri prejazde vozidla zákrutou dôjde ku spomaleniu vnútorného kolesa, ktoré sa pohybuje po kratšej dráhe. Spoločne s ním sa spomalí aj centrálnе koleso v diferenciály, s ktorým je koleso spojené skrz hnací hriadeľ. Satelity sa začnú po spomalenom centrálnom kolese otáčať a zároveň tak urýchľovať druhé centrálnе koleso, taktiež aj druhé (vonkajšie) hnacie koleso odvaľujúce sa po väčšom polomery. Satelity pritom vykonávajú dva rôzne pohyby. Obežný pohyb, kedy sa rovnako, ako v prípade priamej jazdy, točia s klietkou diferenciálu a otáčavý pohyb, kedy sa otáčajú na čape okolo svojej osi. O koľko sa spomalí vnútorné koleso, o toľko sa vonkajšie koleso zrýchli a to podľa vzťahu: [10], [11]

$$n_k = \frac{n_l + n_p}{2} \quad (7)$$

kde n_k sú otáčky klietky [min^{-1}], n_l otáčky ľavého kolesa [min^{-1}], n_p otáčky pravého kolesa [min^{-1}].



Obr. 18 Činnosť diferenciálu pri zatáčaní vozidla. [13]

Čas pohybu ľavého, pravého kolesa a stredu nápravy je zhodný a teda platí: [11], [13]

$$t_l = t_p = t_t \quad (8)$$

Tieto časy sú ďalej rovné podielom:

$$\frac{s_l}{v_l} = \frac{s_p}{v_p} = \frac{s_t}{v_t} \quad (9)$$

Pomer rýchlostí sa rovná pomeru príslušných dráh:

$$\frac{v_l}{v_t} = \frac{(R - \frac{a}{2})}{R}, \quad \frac{v_p}{v_t} = \frac{(R + \frac{a}{2})}{R} \quad (10)$$

Odtiaľ je možné určiť obvodové a uhlové rýchlosti:

$$v_l = v_t \cdot \frac{(R - \frac{a}{2})}{R}, \quad v_p = v_t \cdot \frac{(R + \frac{a}{2})}{R} \quad (11)$$

$$\omega_r = \frac{v_t}{r_{dyn}} \cdot \frac{\left(R - \frac{a}{2}\right)}{R}, \omega_p = \frac{v_t}{r_{dyn}} \cdot \frac{\left(R - \frac{a}{2}\right)}{R} \quad (12)$$

Uhlová rýchlosť stredu nápravy sa teda rovná aritmetickému priemeru uhlových rýchlostí oboch kolies:

$$\omega_t = \frac{\omega_r + \omega_p}{2} \quad (13)$$

3.3.3 UZÁVIERKA DIFERENCIÁLU

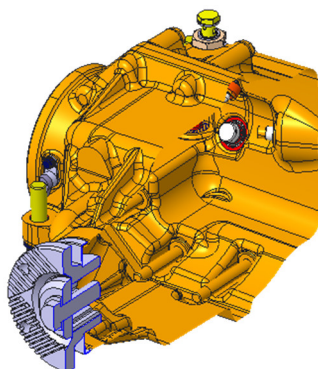
Uzávierka diferenciálu slúži k vyradeniu diferenciálu z činnosti. Vyradiť efekt diferenciálu z činnosti môže byť vhodné, napríklad na klzkej vozovke, mäkkom teréne alebo ľade, kde je pôsobenie diferenciálu nežiadúce. Diferenciál umožní otáčanie kolies rôznou rýchlosťou. Prešmykujúce koleso sa môže otáčať dvojnásobnými otáčkami, pričom druhé koleso sa zastaví. Prešmykujúce koleso nie je schopné prenášať dostatočnú hnaciu silu a využívať tak výkon motora na pohyb automobilu. V tomto prípade je nutné vyradiť diferenciál z činnosti pomocou uzávierky diferenciálu. [11]

Medzi často používané typy diferenciálov s uzávierkou patria: [13]

- diferenciál s mechanickou uzávierkou;
- samosvorný diferenciál – diferenciál s obmedzeným preklzom;
- samosvorný diferenciál typu TorSen;
- samočinný samosvorný diferenciál – ASD;
- elektronický samosvorný diferenciál – ESD.

3.4 POSKYTNUTÝ DIFERENCIÁL

Zadávateľom bol pre rozmerové účely dodaný nižšie vyobrazený diferenciál. Jedná sa o súbor vo formáte STEP, bez akýchkoľvek vnútorných častí diferenciálu. K diferenciálu bola dodaná len hodnota stáleho prevodu a to 1,467.



Obr. 19 Rez poskytnutým diferenciálom

Pre účely zástavby stavu pracujeme s obalovou plochou modelu. Pre účely modálnej analýzy je postačujúca len hmotnosť samotného diferenciálu. Pre aplikáciu testovacieho stavu bola dôležitá šírka diferenciálu, jeho dĺžka, výška a tvary plôch výstupných hriadeľov. Približné rozmery diferenciálu sú nasledovné: šírka 352,2 mm, výška 234 mm, dĺžka 410 mm.

4 ZÁKLADNÉ POJMY VIBRÁCIÍ A AKUSTIKY

Keďže je diplomová práca zameraná na meranie vibroakustických parametrov, je potrebné spomenuté parametre charakterizovať. Preto sa nasledujúce kapitoly budú zaoberať práve ich stručným popisom.

4.1 ZÁKLADNÉ POJMY VIBRÁCIÍ

Zvuk môžeme definovať ako mechanické vlnenie, prejavujúce sa kmitaním častíc prostredia, ktorým sa šíri od zdroja. V prípade šírenia zvuku pevnými materiálmi toto kmitanie nazývame vibráciami. Podľa názvoslovnej normy ČSN ISO 2041, ktorá nahrádza normu ČSN 01 1400, vibrácie predstavujú pohyb pružného telesa alebo prostredia, ktorého body kmitajú okolo svojej rovnovážnej polohy. Šírenie kmitania pevnou štruktúrou je podmienené vznikom pružnej deformácie. Všetky používané konštrukčné materiály majú určité vnútorné tlmenie. Toto tlmenie sa prejavuje stratami energie šíriacej sa vlny. Tieto vlny sú následne merané na spomínaných testovacích stavoch. [16], [17]

Vyžarovanie zvuku do okolitého prostredia konštrukcie tiež znižuje energiu vlny a to najčastejšie v prípade šírenia ohybového vlnenia v doskách a tyčiach. Veľkosť vibrácií definujeme pomocou výchylky alebo jej časových derivácií, ktorými sú: [9], [17], [18]

- rýchlosť;
- zrýchlenie;
- ryv – vektor, udávajúci časovú deriváciu zrýchlenia.

Mechanické rázy predstavujú zvláštny typ vibrácií. Sú charakteristické náhlou zmenou sily, polohy, rýchlosti alebo zrýchlenia, ktoré v sústave vybudí prechodové vzruchy. [18]

Časový priebeh veličín popisujúcich mechanické kmitanie býva v praxi veľmi všeobecný a je náročné ho fyzikálne charakterizovať. Vzťahy medzi vibračnými veličinami sa obvykle odvodzujú pre jednoduché harmonické vlnenie. Pomocou Fourierových vzorcov sa tieto vzťahy uplatňujú aj pre všeobecné vlnenie. Pre okamžitú výchylku harmonického vlnenia platí vzťah:

$$y = y_0 \cdot \sin(\omega \cdot \tau) \quad (14)$$

Vykonaním prvej a druhej derivácie podľa času získame výrazy popisujúce vzájomné závislosti základných veličín vlnenia:

$$v = \omega \cdot y_0 \cdot \cos(\omega \cdot \tau) \quad (15)$$

$$a = -\omega^2 \cdot y_0 \cdot \sin(\omega \cdot \tau) = -\omega^2 \cdot y \quad (16)$$

Kde pre amplitúdy rýchlosti kmitania v_0 a zrýchlenia a_0 platí:

$$v_0 = y_0 \cdot \omega \quad (17)$$

$$a_0 = y_0 \cdot \omega^2 = v_0 \cdot \omega \quad (18)$$

Norma ČSN 01 1390 odporúča používať efektívne hodnoty veličín kmitania, pre ktoré platia nasledovné vzťahy: [17]

$$v_{ef} = \frac{v_0}{\sqrt{2}} = \frac{y_0}{\sqrt{2}} \cdot \omega = y_{ef} \cdot \omega \quad (19)$$

$$a_{ef} = \frac{a_0}{\sqrt{2}} = \frac{v_0}{\sqrt{2}} \cdot \omega = v_{ef} \cdot \omega = y_{ef} \cdot \omega^2 \quad (20)$$

kde y je okamžitá výchylka harmonického vlnenia [m], y_0 amplitúda výchylky vlnenia [m], y_{ef} efektívna hodnota odchýlky kmitania [m], ω uhlový kmitočet [s^{-1}], v rýchlosť harmonického vlnenia [$m \cdot s^{-1}$], v_0 amplitúda rýchlosti harmonického vlnenia [$m \cdot s^{-1}$], v_{ef} efektívna rýchlosť vlnenia [$m \cdot s^{-1}$], a zrýchlenie harmonického vlnenia [$m \cdot s^{-2}$], a_0 amplitúda zrýchlenia harmonického vlnenia [$m \cdot s^{-2}$], a_{ef} efektívne zrýchlenie vlnenia [$m \cdot s^{-2}$], τ – čas [s]

4.2 ZÁKLADNÉ POJMY AKUSTIKY

Pred začatím každého merania je potrebné definovať dáta a veličiny, ktoré je treba sledovať, aby experiment splnil účel. Vhodný výber meracej aparatury je závislý na vyšetrovaných charakteristikách hluku a dostupnej meracej technike. [2]

Pri prechode (monofrekvenčnej) zvukovej vlny, dochádza v tekutinách v dôsledku kmitania častíc, ku zriedovaniu a zhutňovaniu častíc v čase. Toto má za následok zmenu tlaku, ktorú môžeme popísať harmonickou funkciou. Celkový tlak osciluje okolo pôvodnej statickej hodnoty – u vzduchu je to barometrický tlak. Akustický tlak p_a teda môžeme definovať ako striedavú zložku statického tlaku (odchýlka okamžitého celkového tlaku a jeho statickej hodnoty). Akustický tlak môžeme vypočítať podľa vzťahov: [2], [14], [15]

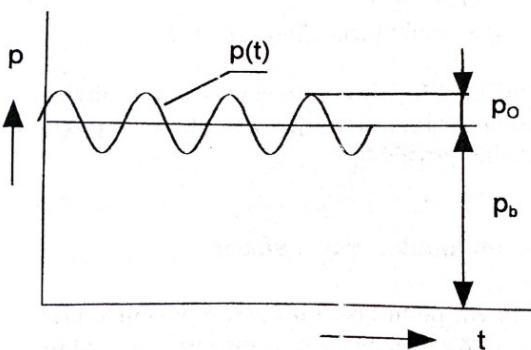
$$p_a = p_o \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi) \quad (21)$$

$$p_a = p_o \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \varphi) \quad (22)$$

a efektívnu hodnotu akustického tlaku vypočítame podľa vzťahu: [15]

$$p_{ef} = \frac{p_o}{\sqrt{2}} \quad (23)$$

kde p_0 je amplitúda akustického tlaku [Pa], p_a akustický tlak [Pa], p_{ef} efektívna hodnota akustického tlaku [Pa], φ je fázový posun [-].



Obr. 20 Priebeh akustického tlaku v kvapaline [2]

Akustický výkon môžeme definovať ako množstvo akustickej energie vyžiarenej jej zdrojom za jednotku času. Táto fyzikálna veličina charakterizuje zdroj zvuku a ak nepredpokladáme

straty pri šírení zvuku na veľké vzdialenosti, nemení sa so vzdialenosťou od zdroja. Na výpočet akustického výkonu strojov sa v praxi používa vzťah: [5]

$$P = \frac{p_{ef}^2}{\rho_0 \cdot c_0} \cdot S \quad (24)$$

kde P je akustický výkon [W], ρ_0 hustota vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], c_0 rýchlosť šírenia zvuku vo vzduchu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], S plocha, ktorou sa vlna šíri [m^2].

Fyzikálnu mieru intenzity vlnenia je plošná hustota stredného akustického výkonu, ktorú nazývame akustická intenzita, ktorej jednotka je [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] [15]

$$I = \frac{p_{ef}^2}{\rho_0 \cdot c_0} \quad (25)$$

4.3 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČÍN

Z dôvodu lepšieho vystihnúť pomeru medzi sluchovým vnemom a podnetom, ktorý ho vyvolal, sa na vyjadrenie hodnôt akustických veličín sa zvyčajne používa logaritmická mierka. Všeobecný vzťah na výpočet hladiny je:

$$L = 10 \cdot \log \frac{A}{A_0} \quad (26)$$

kde je A hodnota fyzikálnej veličiny, A_0 porovnávacia (referenčná, vzťažná) hodnota danej veličiny. Jednotkou hladín je bel (B), ale v akustike sa používa desaťkrát menšia jednotka decibel (dB). Z fyzikálneho hľadiska sa nejedná o skutočnú fyzikálnu jednotku, keďže decibel je bezrozmerná jednotka. [2], [5]

4.3.1 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Pre akustický výkon vo vyjadrení v hladinách platí: [5]

$$L_p = 10 \cdot \log \frac{P}{P_0} \quad (27)$$

pričom referenčná hodnota akustického výkonu je $P_0 = 10^{-12}$ W.

4.3.2 HLADINA AKUSTICKEJ INTENZITY

Hladina akustickej intenzity je vyjadrená vzťahom: [5]

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0} \quad (28)$$

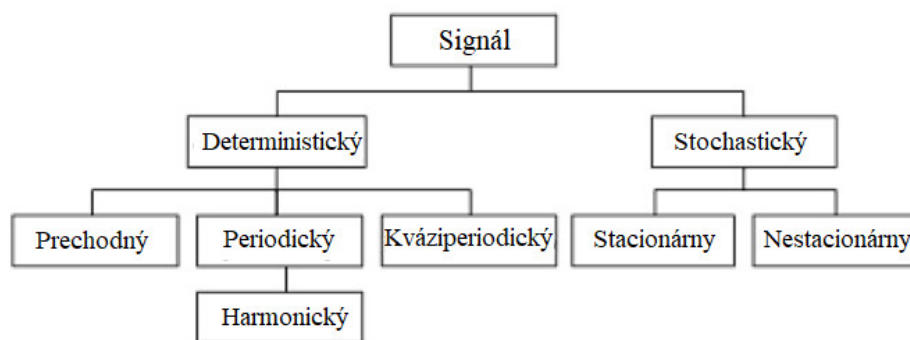
pričom referenčná hodnota akustickej intenzity je $I_0 = 10^{-12}$ W·m⁻².

4.3.3 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Hladina akustického tlaku je vyjadrená vzťahom: [5]

5 SPRACOVÁVANIE NAMERANÝCH SIGNÁLOV

Pojem signál zovšeobecňujeme na akúkoľvek časovú funkciu, ktorá popisuje štatistické charakteristiky. Takto popísané štatistické charakteristiky predstavujú istú informáciu o objekte, ktorý signál vytvára. Reálne signály sa skladajú z dielčích jednoduchých signálov, pomocou ktorých je možné ich ekvivalentne vyjadriť. Klasifikácia signálov je zobrazená na obrázku č. 23.[9], [20]



Obr. 23 Klasifikácia signálov podľa ich náhodnosti

5.1 SPEKTRÁLNA ANALÝZA

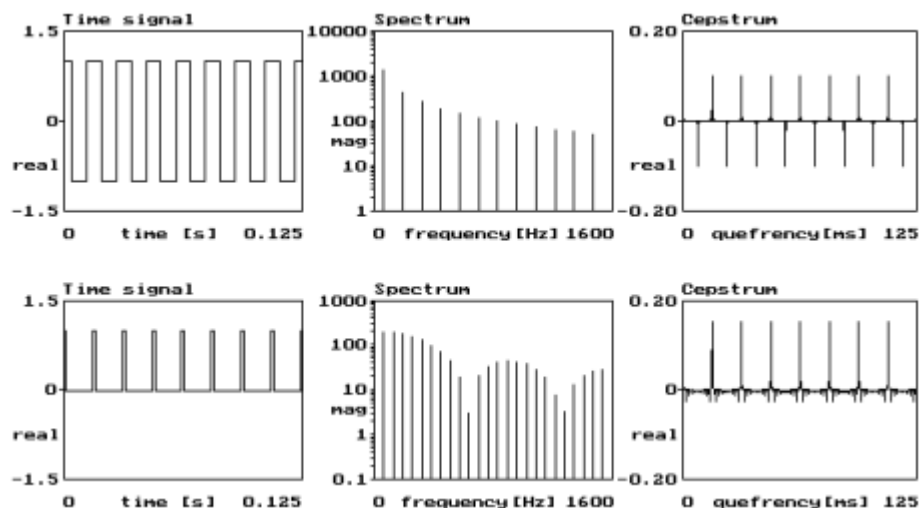
Spektrálna analýza má za cieľ popísanie rozloženia vzoriek signálu vo frekvenčnej oblasti, resp. vyjadriť analyzovaný signál pomocou ortogonálnych bázových funkcií. K vyjadreniu signálu pomocou ortogonálnych bázových funkcií je možné využiť: [21]

- Fourierovu transformáciu;
- vlnkovú transformáciu;
- kosínovú transformáciu;
- Walsh – Hadamardovu transformáciu.

5.2 KEPSTRÁLNA ANALÝZA

Prvá štúdia o kepstrálnej analýze bola publikovaná dva roky pred algoritmom FFT. Po uverejnení FFT bolo kepstrum predefinované na reverzibilné na logaritmické spektrum a krátko potom Oppenheim a Schafer definovali tzv. komplexné kepstrum, ktoré je reverzibilné na časovú doménu. Kepstrum bolo spočiatku využívané na analýzy reči, ktoré neskôr viedli k mechanickým aplikáciám, ako napríklad diagnostika ozubenia, meranie akustických parametrov, modálne analýzy a pod. [22]

Pojem kepstrum vznikol prešmyčkou zo slova spektrum (z angl. spectrum – cepstrum). Tento pojem je používaný pre radu rôzne definovaných metód, ktoré využívajú Fourierovu transformáciu k aplikácii na logaritmické spektrum. Tento základ zvykneme niekedy označovať aj ako spektrum spektra. V spektrách je vodorovná os frekvencia s rozmerom [Hz]. U kepstier je to analogicky quefreny (z angl. frequency – frekvencia), pričom rozmer quefreny je jednotka času [s]. Kepstrá predstavujú nástroj na zistenie prítomnosti skupín harmonických zložiek vo výkonovej spektrálnej hustote periodického a kváziperiodického signálu, predovšetkým medzi postrannými zložkami k zložkám nosným. Medzi výhody kepstier patrí ich malá závislosť na mieste merania a tým pádom, aj na charakteristike prenosovej cesty od zdroja vibrácií k miestu ich merania. [20], [21]



Obr. 24 Časové priebehy, spektrá a kepstrá periodického signálu [20]

5.3 FOURIEROVA TRANSFORMÁCIA A FFT

Akýkoľvek zložený signál môžeme ekvivalentne vyjadriť súčtom jednoduchých signálov. Rozloženie zloženého signálu dosiahneme pomocou matematickej operácie, ktorá sa nazýva Fourierova transformácia. Touto operáciou dôjde k rozloženiu zložitého signálu na konečný počet signálov, ktoré sa nazývajú harmonické zložky. U harmonických zložiek sa rozlišuje prvá alebo základná harmonická frekvencia a potom vyššie harmonické zložky, ktoré sú násobkom základnej frekvencie. Vyššie harmonické zložky, ktoré tvoria periodický signál, nemusia vytvárať súvislú radu, ale môžu mať odlišné fázy a amplitúdy. Neperiodické signály, ktoré sú zložené z nekonečnej rady rôznych frekvencií alebo, v extrémnom prípade, z frekvencií ležiacich nekonečne blízko pri sebe. [9]

Fourierova transformácia je vyjadrená vzťahom:

$$x_k = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} \left[c_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_k}{T} + \Phi_n\right) \right] \quad (30)$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) dt \quad (31)$$

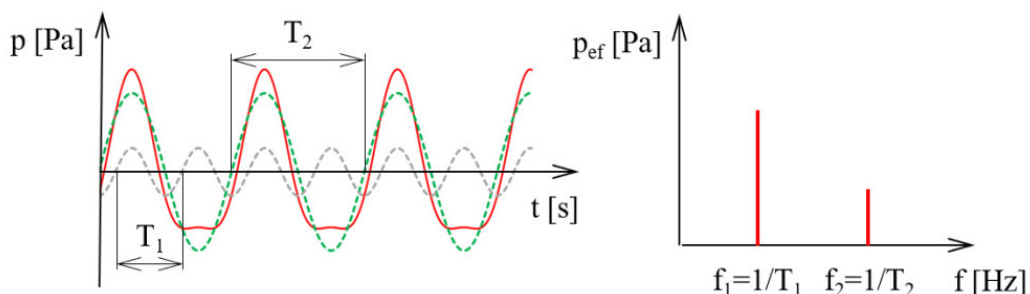
$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t) dt \quad (32)$$

$$c_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (33)$$

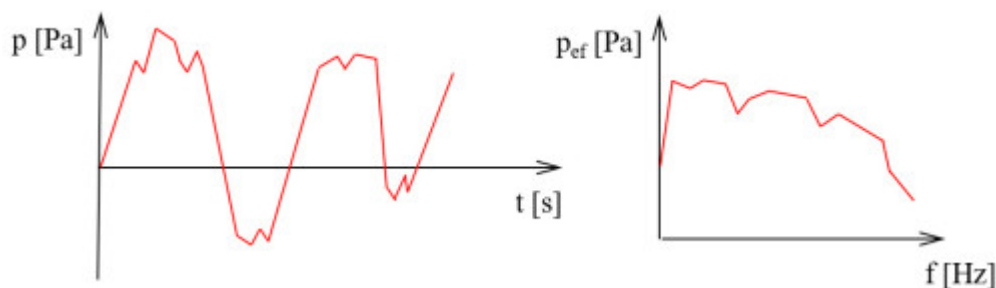
$$\Phi_n = \arctg\left(-\frac{b_n}{a_n}\right) \quad (34)$$

kde x_k je časový priebeh výchylky [m], N počet časových vzoriek [-], ω budiaca uhlová frekvencia [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$], T perióda [s^{-1}], a_n , b_n Fourierove (spektrálne) koeficienty [-], c_n Fourierov koeficient s významom amplitúdy [-], Φ_n – Fourierov koeficient s významom fázy [-].

Tento tvar Fourierovej transformácie nazývame diskretná Fourierova transformácia – DFT (z angl. Discrete Fourier Transform). Tento typ transformácie poskytuje diskrétno spektrum a pracuje s konečnými postupnosťami v časovej aj frekvenčnej oblasti. Tieto údaje je ďalej možné ďalej číslicovo spracovávať. Z tohto dôvodu je DFT vhodná pre praktickú realizáciu. [19], [21]



Obr. 25 Príklad periodického signálu a jemu odpovedajúcemu diskretnému spektru [9]

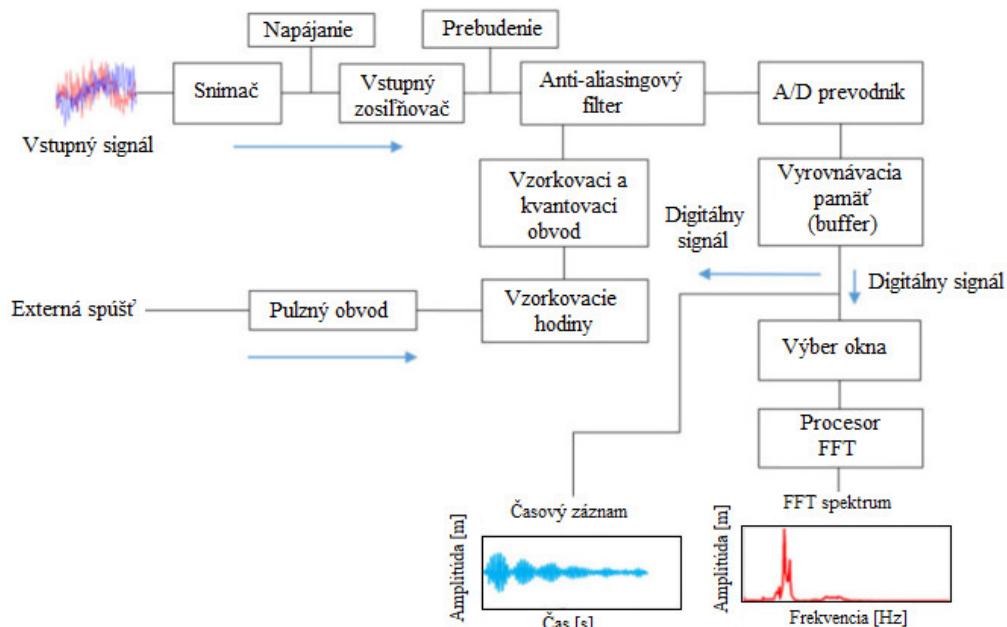


Obr. 26 Príklad náhodného neperiodického signálu a spojitého spektra [9]

V moderných analyzátoroch sa však používa algoritmus rýchlej Fourierovej transformácie FFT (z angl. Fast Fourier Transform). Metódu urýchlenia výpočtu objavili Cooley a Tukey v r. 1965. Princípom FFT je voľba dĺžky záznamu $N = 2^m$, kde m je prirodzené číslo. Táto voľba vedie ku dĺžkam záznamov, ako napríklad $N = 128, 256, 512, 1024$ atď., tieto dĺžky sú blízke dekadickému radu. Existujú ešte iné postupy rýchleho výpočtu DFT, ale metóda mocniny čísla 2 je najbežnejšia u FFT analyzátorov a v programových systémoch, ako napr. Matlab. Tento algoritmus je nazývaný ako algoritmus decimovania v čase alebo algoritmus DIT. [19], [20], [22]

6 MERANIE VIBROAKUSTICKÝCH PARAMETROV

Na hodnotenie vibroakustických parametrov je potrebné mať meraciu aparatúru zloženú zo snímačov spolu so zosilňovačmi, potrebnými filtermi a analyzátormi nameraného signálu. Pre potreby merania je nutné snímače skalibrovať, k čomu slúžia kalibračné prístroje.



Obr. 27 Schematické znázornenie meracieho reťazca vibroakustických parametrov

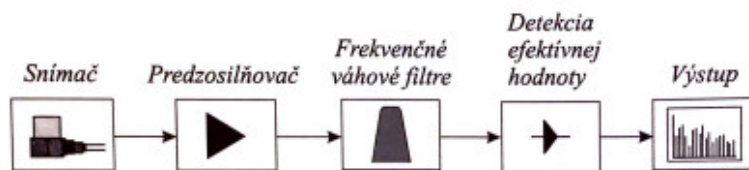
Signál na vstupe je snímačom prevádzaný na elektrický signál, ten je následne zosilnený pomocou predzosilňovača a prechádza antialiasingovým filterom do A/D prevodníka. V meracom reťazci je za snímačom možné nepresnosti upravovať. V ideálnom prípade sa ďalej v reťazci nenachádzajú skreslené hodnoty. Predzosilňovače bývajú umiestnené v blízkosti snímača alebo sú jeho súčasťou. Pôvodný analógový signál je prevedený na signál digitálny, ktorý sa načíta do vyrovnávacej pamäti. Odtiaľ je tento signál možné zobrazit' priamo v časovej doméne alebo ďalej spracovávať pomocou vstavaných algoritmov a tým získať napríklad frekvenčné spektrum. [9], [18]

Pre prípad štruktúralne – akustického problému, akým je meranie vibrácií a hluku diferenciálu, použijeme dva typy snímačov: [9]

- akcelerometre;
- mikrofóny.

6.1 AKCELEROMETRE

Pri meraní vibrácií a otrasov musia byť splnené zvláštne požiadavky, aby bolo zabezpečené, že výstupný signál z vibračného snímača odpovedá časovému priebehu mechanického kmitania. Pri meraní otrasov musí byť merací systém nastavený na čo najširší kmitočtový rozsah. Ako pri meraní hluku, prvá časť meracieho reťazca pozostáva zo snímača. Snímač má za úlohu previesť časový priebeh meranej veličiny, ktorá charakterizuje vibrácie sústavy, na elektrický signál, ktorý je ďalej zosilnený a prechádza frekvenčnými filtermi. Výstup je ďalej hodnotený alebo uložený do pamäte. Akcelerometre umiestňujeme na meraný objekt, pomocou lepenia alebo priskrutkovania k meranému objektu. [5], [18]



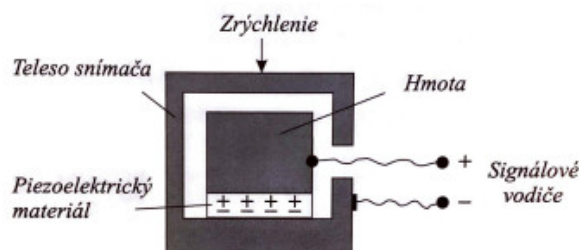
Obr. 28 Schéma meracieho reťazca na hodnotenie vibrácií [5]

Pri hodnotení vibrácií je sledované zrýchlenie vibrácií. Snímanie zrýchlenia môže byť založené na rôznych fyzikálnych princípoch, vďaka ktorým majú snímače odlišné vlastnosti a využitie. Medzi typy snímačov patria napríklad: [5], [9], [18]

- kapacitné akcelerometre;
- akcelerometre s elektrickou spätnou väzbou;
- piezorezistívne akcelerometre;
- piezoelektrické akcelerometre.

Najčastejším typom, používaným v tejto oblasti, sú piezoelektrické snímače zrýchlenia PE akcelerometre (z angl. Piezo Electric) alebo modernejšie, piezoelektrické so vstavanou elektronikou IEPE akcelerometre (z angl. Integrated Electronics Piezo Electric). Nevýhodou IEPE snímačov je ich nižší teplotný rozsah, ktorý je do 120 až 170°C. [5], [21]

Princíp piezoelektrického snímača zrýchlenia je založený na pohybe hmoty, ktorá pri kmitaní telesa pôsobí silou na piezoelektrický element. Tento jav nazývame priamy piezoelektrický jav. Pri tomto jave deformácia vybraných kryštalických alebo polykryštalických látok vzniká dipólový moment objemového elementu, ktorý spôsobí elektrickú polarizáciu čidla. [5], [21]

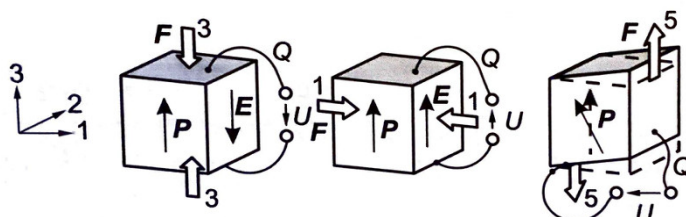


Obr. 29 Principiálna schéma piezoelektrického snímača zrýchlenia [5]

Piezoelektrický jav je závislý na smere deformácie vzhľadom ku osiam kryštalickej mriežky. „V minulosti boli kryštály v snímačoch namáhané tlakom. Dnes sú v ponuke aj snímače zrýchlenia s kryštálom namáhaným na šmyk alebo ohyb.“ [5, 75] Piezoelektrický jav rozlišujeme podľa smeru pôsobenia voči osi anizotropie na: [5], [21]

- pozdĺžny jav;
- priečny jav;
- strihový jav.

Nevýhodou akcelerometrov, ktoré využívajú pozdĺžny jav (a teda tlakovú deformáciu) je súčasný účinok priečného javu. To vedie k indukovaniu prídavného náboja v závislosti na rozmeroch piezoelektrického elementu. Výsledkom je nežiadúca smerová citlivosť snímača. Túto eliminujeme použitím strihového alebo šmykového piezoelektrického javu. Princípy javov sú uvedené na obrázku č. 40. [21]



Obr. 30 Pozdĺžny, priečny a strihový (šmykový) piezoelektrický jav [21]
(Legenda: F – sila [N]; P – vektor polarizácie; Q – elektrický náboj [C])



Obr. 31 Akcelerometer Brüel & Kjær typ 4524-B na ÚADI [23]

Tab. 1 Technické parametre akcelerometra Brüel & Kjær typ 4524-B [23].

Typ	BK 4524-B	
Parametre	Hodnota	Jednotka
Citlivosť	10	mV/ms ²
Frekvenčný rozsah	0,25 - 3000	Hz
Teplotný rozsah	-54 - +100	°C
Hmotnosť	4,4	g
Zvyšková hladina hluku v rozsahu frekvencií spektra (rms) ±	400	µg
Maximálna prevádzková úroveň (vrchol)	50	g
Elektrický konektor	4 pinový	
Uchytenie	lepidlo	
Rezonančná frekvencia	9	kHz
Maximálna úroveň nárazu (± vrchol)	5000	g

6.2 MIKROFÓNY

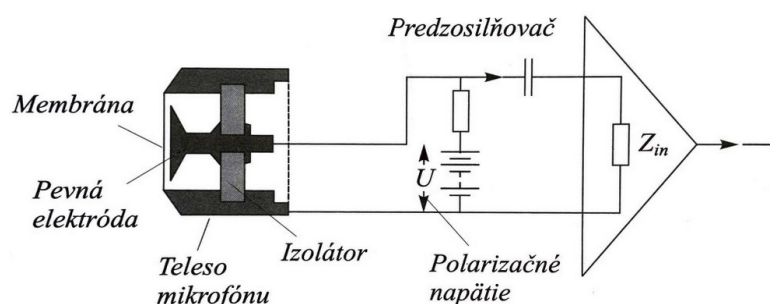
Mikrofón je zariadenie, ktoré prevádza kmitanie okolitého prostredia na elektrický signál. Existuje veľké množstvo typov mikrofónov, ktoré sa líšia využívanými fyzikálnymi princípmi a konštrukciou. Medzi najznámejšie druhy patria: [9]

- uhlíkový mikrofón;
- elektrodynamický mikrofón;
- elektrodynamický páskový mikrofón;
- piezoelektrický mikrofón;
- elektromagnetický mikrofón;

- elektrostatický kondenzátorový mikrofón.

Na presné meranie hluku sa najčastejšie využíva práve kondenzátorový mikrofón. Jeho používanie predurčujú jeho výnimočné vlastnosti, ako napríklad pomerne ľahko dosiahnuteľná rovná kmitočtová charakteristika v celom počuteľnom rozsahu kmitočtov, jeho pomerne stála citlivosť, ktorá sa nemení ani po rokoch, malá hmotnosť a rozmery a dobrá teplotná stabilita. [5], [18], [21]

Princíp konštrukcie kondenzátorového mikrofónu je v jemnej kovovej membráne (hrubej približne $5\ \mu\text{m}$), napnutej nad pevnou elektródou (vzdialenosť elektródy od membrány je približne $20\ \mu\text{m}$). Tieto spolu tvoria vzduchový doskový kondenzátor. Tenká membrána sa poddáva kmitaniu vonkajšieho prostredia jeho zhutňovaním a zriedňovaním. Tým mení vzdialenosť voči pevnej a nedeformovateľnej elektróde a tým kapacitu. Na elektródu je zvyčajne pripojené polarizačné napätie 200 V. Zmeny kapacity sa pomocou tohto napätia prevedú na zmeny napätia úmerné zmenám akustického tlaku pred membránou. Táto konštrukcia mikrofónu sa nazýva mikrofón s externou polarizáciou. Niekedy sa namiesto týchto mikrofónov môžu používať aj predpolarizované mikrofóny. Tieto majú na pevnej elektróde nanesenú tenkú vrstvu špeciálneho materiálu. Oproti mikrofónom s externou polarizáciou majú nižšiu teplotnú a časovú stabilitu a vyššie výrobné náklady. Membrána kondenzátorového mikrofónu je chránená krycou mriežkou. Bezprostredne za mikrónom býva umiestnený mikrofónový predzosilňovač. Predzosilňovač prevádza vysokú impedanciu mikrofónu na nízku výstupnú impedanciu. Tak je možné používať dlhšie káble bez rizika šumu, ktorý by skresľoval sledovaný elektrický signál. [5], [18], [21]



Obr. 32 Schéma kondenzátorového mikrofónu s externou polarizáciou [5]

Kondenzátorové mikrofóny sú vyrábané v rôznych veľkostiach. Tým sú ovplyvnené ich charakteristiky a možnosti využitia. Obrázok č. 35 znázorňuje typickú konštrukciu mikrofónu od firmy Brüel & Kjær. Mikrofón Brüel & Kjær typ 4189 je znázornený na obrázku č. 36. [5], [18]

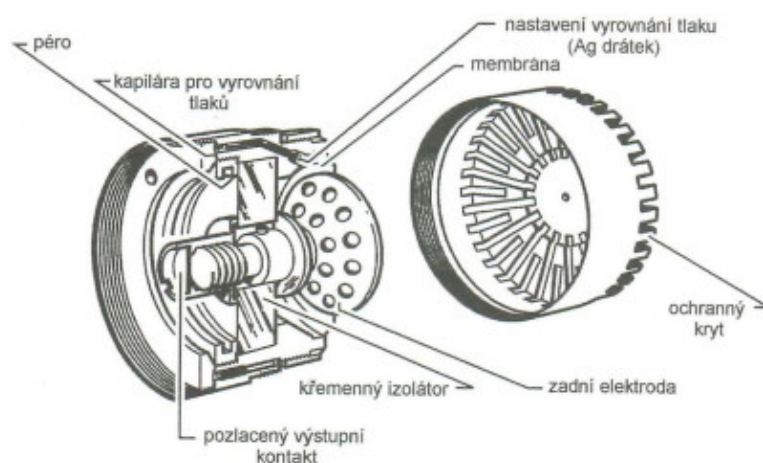


Obr. 33 Predpolarizovaný kondenzátorový mikrofón Brüel & Kjær typ 4189 [23]
Týmto typom mikrofónu disponuje ÚADI.

Typ 4189 je určený pre presné merania v bezdozvukovej komore, kde požadujeme mikrofón s vysokou citlivosťou. Technické parametre typu 4189 sú uvedené v tabuľke č. 1. [23]

Tab. 2 Technické parametre mikrofónu Brüel & Kjær typ 4189 [23]

Typ	BK 4189	
Parametre	Hodnota	Jednotka
Citlivosť	50	mV/Pa
Frekvenčný rozsah	6,3 - 20 000	Hz
Dynamický rozsah	14,6 - 146	dB
Teplotný rozsah	-30 - +150	°C
Polarizácia	polarizovaný	



Obr. 34 Konštrukcia mikrofónov Brüel & Kjær [18]

6.3 BEZDOZVUKOVÁ KOMORA A KOMORA ÚADI

Bezdozvuková komora vo svojom názve obsahuje pojem dozvuk. Jedná sa o dobu, po ktorej dôjde po vypnutí zdroja k úplnej strate zvuku. Doba dozvuku je čas, za ktorý sa hladina akustického tlaku zníži o 60 dB t.j. akustický tlak v danom priestore poklesne na tisícinu svojej pôvodnej hodnoty. [2], [24]

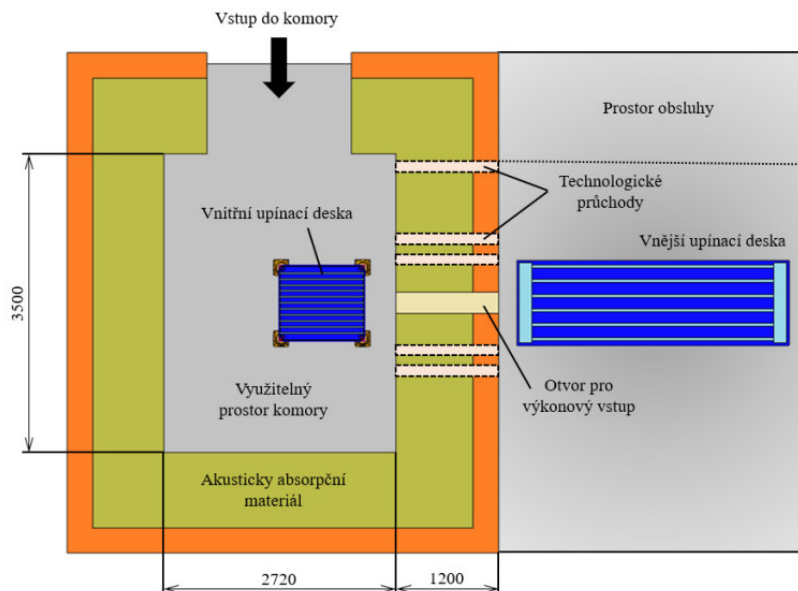
Bezdozvuková alebo anechoická komora je uzavretý priestor s vysoko absorpčnými povrchmi, kde dochádza ku šíreniu akustického vlnenia ako vo voľnom poli. Takéto pole má vo výsledku len priame zložky akustických veličín, a teda je bez odrazov. Bezdozvuková komora je merací priestor, kde dochádza k úplnej absorpcii vlnenia dopadajúceho na jej steny. Tieto komory sú využívané na určenie zvukového výstupu strojov alebo strojných súčastí. Steny anechoických komôr sú tvorené vysoko pohltivými materiálmi, akými sú napríklad minerálna vlna alebo sklená vata. Zvýšenie pohltivosti komôr sa dosahuje použitím materiálov s vysokou hodnotou súčiniteľa pohltivosti, ale aj zväčšením celkovej pohlcujúcej plochy komory. Tohto zväčšenia je dosiahnuté použitím vyššie spomenutých materiálov, tvarovaných do dlhých ihlanov, ktorých steny nie sú vzájomne rovnobežné a následné nalepenie týchto ihlanov na steny komory. Okrem bezdozvukových komôr existujú aj polobezdovukové, tzv. semianechoické komory. Tieto komory sa od bezdozvukových komôr líšia tým, že je v nich zaistené voľné zvukové pole, ktoré sa nachádza nad odrazovou rovinou.

Odrážová rovina je definovaná ako rovinný povrch, ktorý odráža zvuk, na ktorom je umiestnený skúšaný zdroj zvuku. [2], [5], [24]



Obr. 35 Polobezdovuková komora ÚADI [24]

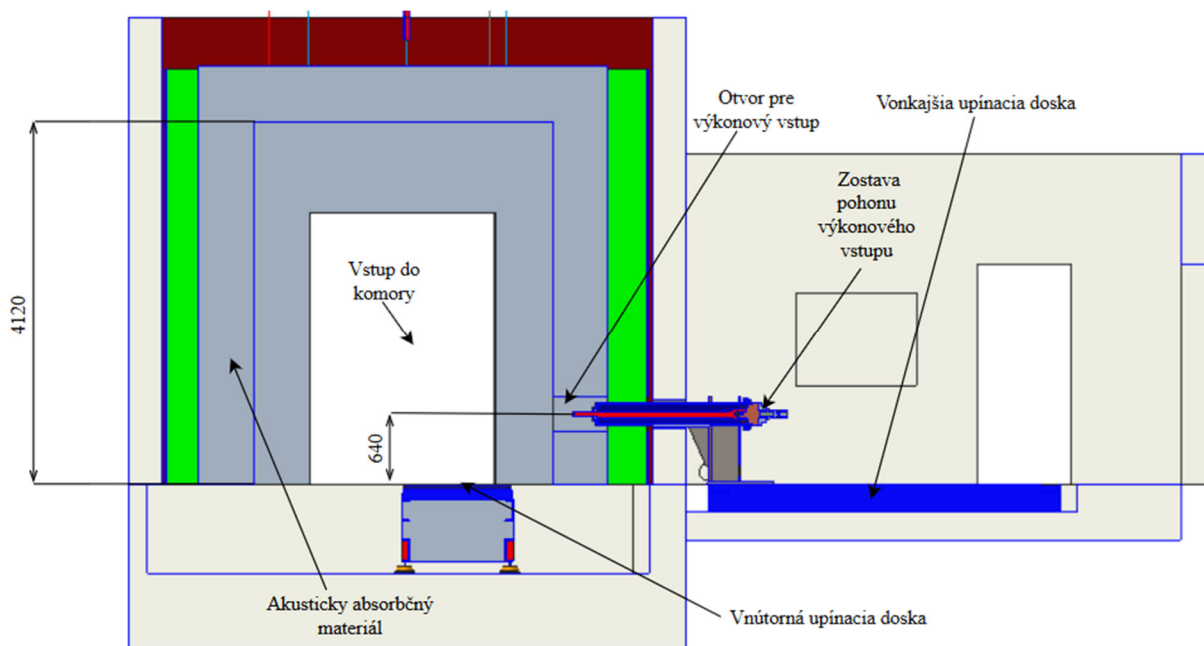
Navrhnutý skúšobný stav bude spolu s meraným a pomocným diferenciálom umiestnený vo vnútri komory na ÚADI, ktorá je znázornená na obrázku číslo 35. Výkon pokrývajúci straty sústavy bude privádzaný pomocou pohonu umiestneného mimo komory, ako je zrejmé z obrázku číslo 36.



Obr. 36 Pohľad zhora na komoru ÚADI [9]

Z vyššie uvedeného obrázku vyplýva, že pre našu aplikáciu sú podstatné vnútorné rozmery komory 3500 mm a 2720 mm, pričom výška komory je 4120 mm. Do tohto priestoru sa testovací stav musí zmestiť. Výstupy, resp. vstupy do diferenciálu sa budú nachádzať vo výške 640 mm od podlahy komory, čo je vzdialenosť otvoru pre výkonový vstup od podlahy komory. Najväčší otvor pre výkonový vstup má priemer 250 mm a práve tento otvor využijeme pre pohon stavu. Obvodové steny komory sú 1200 mm hrubé a tvorené materiálmi s dobrými akustickými absorpčnými vlastnosťami. Súčiniteľ akustickej odrazivosti komory na

ÚADI je menší než 0,05. Vnútorná upínacia je umiestnená bližšie ku stene s technologickými výstupmi. Vonkajšia a aj vnútorná upínacia doska je vybavená T-drážkami, ktoré budú slúžiť k uchyteniu testovacieho stavu. [9]

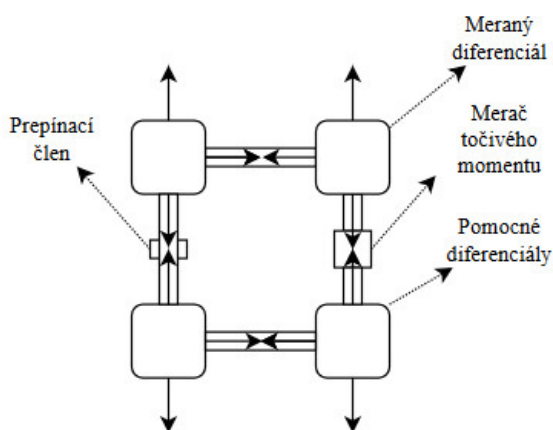


Obr. 37 CAD model komory ÚADI v reze

7 TESTOVACÍ STAV

Pod pojmom testovací stav rozumieme zariadenie, ktoré bude schopné zaťažiť poskytnutý diferenciál a tým nasimulovať prevádzkové podmienky vozidla pre účely merania NVH parametrov. Stav by mal byť pevný, ale zároveň aj vzdušný, pretože výskyt rovných plôch v tesnej blízkosti meraného diferenciálu by skresľoval meranie a takisto je potrebné uvažovať priestor pre umiestnenie meracej aparatury a takisto aj s priestorom pre údržbu, resp. skladanie stavu. Základná koncepcia stavu je daná zvoleným silovým okruhom, v našom prípade uzavretým.

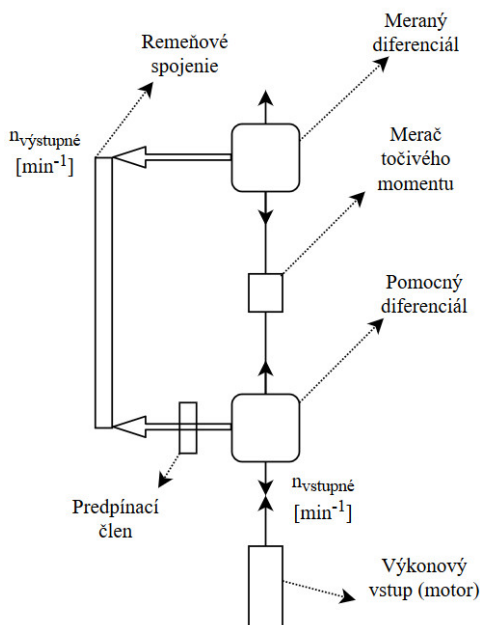
Pri koncepčnom návrhu boli uvažované 2 základné koncepcie testovacieho stavu a to zapojenie 4 diferenciálov do uzavretého okruhu a zapojenie dvoch diferenciálov a ich spojenie pomocou ozubeného remeňa a remení. Oba koncepčné návrhy sú uvedené vo forme blokových schém nižšie.



Obr. 38 Zapojenie štvorice diferenciálov do uzavretého okruhu

Koncept stavu so štyrmi diferenciálmi sa vyznačuje svojou jednoduchosťou. Všetka energia je prenášaná samotnými diferenciálmi a netreba teda uvažovať životnosť spojenia pomocou ozubeného remeňa. Poháňaný by bol jeden z troch pomocných diferenciálov, pričom meraný diferenciál by sa nachádzal uhlopriečne od poháňaného, aby bolo minimalizované rušenie od výkonového vstupu. Táto koncepcia má však aj nevýhody, najmä nižšiu celkovú účinnosť a vysokú hmotnosť testovacieho stavu. Je zrejmé, že štvorica diferenciálov, spolu s uložením v príslušných kliečkach, bude mať väčšiu hmotnosť, než použitie dvojice diferenciálov, ktoré je uvedené v schéme nižšie.

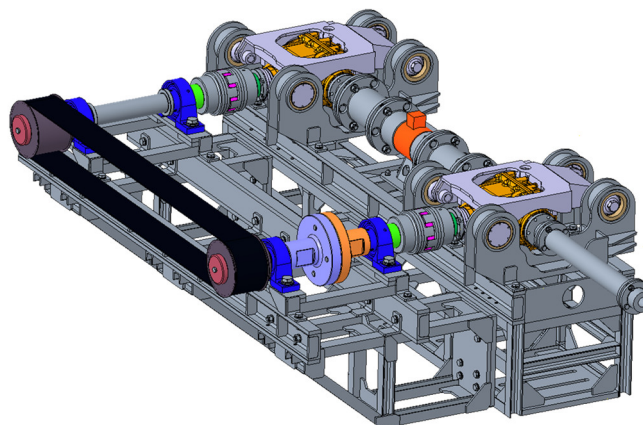
Testovací stav je rozdelený do niekoľkých konštrukčných celkov, teda podzostáv, pričom jednotlivé podstavy budú spojené pomocou skrutkových spojení. Základom testovacieho stavu je podstavec, ktorý je uchytený k vnútornej upínacej doske pomocou drážok, ktoré sú vyfrézované v dvoch upínacích platniach. K podstavcu sú ďalej priskrutkované uchytenia diferenciálov. Na vystupujúcich konzolách budú umiestnené zostavy ložiskových jednotiek, predpínacieho člena a samotných remeňov a remení. Takto zaručíme, že stav bude vyžadovať minimálne úpravy, ak by došlo k zmene prostredia, v ktorom by bolo realizované meranie.



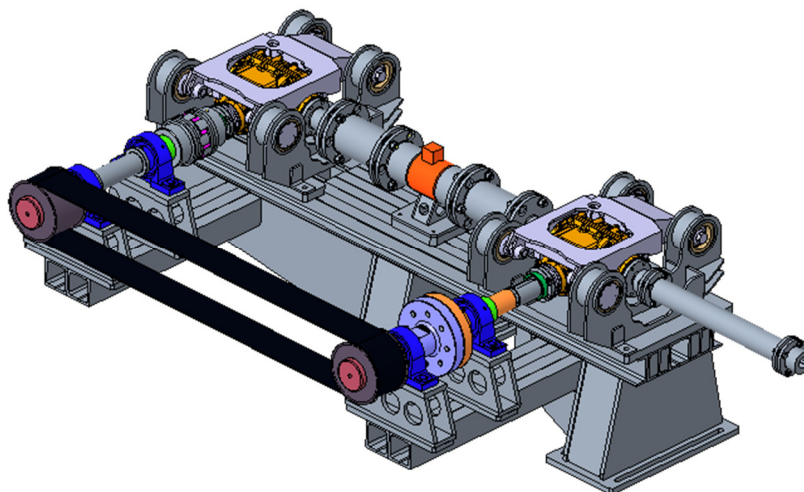
Obr. 39 Zapojenie dvojice diferenciálov a ich spojenie pomocou ozubeného remeňa

Zapojenie dvojice diferenciálov a ich následné spojenie pomocou ozubeného remeňa predstavuje kompromis medzi maximálnym záťažným momentom, hmotnostnými a rozmerovými parametrami testovacieho stavu. Dané zapojenie bude mať väčšiu mechanickú účinnosť a tým pádom bude na pokrytie strát nutný menší výkon. Avšak pri tomto usporiadaní je treba počítať s istými stratami na remeňovom spojení, ktoré však bude zároveň slúžiť na tlmenie vibrácií a rázov spojených s chodom ozubeného súkolia. Ako tmiaci element poslúžia takisto pružné spojky ROTEX[®], spájajúce hriadele so vstupom do diferenciálov a takisto aj RADEX[®] spojky, spájajúce výstupné hriadele diferenciálov. Tiež je potrebné počítať s nižším záťažným momentom, čo je z hľadiska energetickej bilancie výhodné, avšak dochádza k odchýlke od prevádzkového stavu.

Vzhľadom k počtu potrebných diferenciálov, účinnosti a tlmeniu rázov, bol vybraný stav s dvojcou diferenciálov a spojením pomocou ozubeného remeňa. Riešenie pomocou rozoberateľných modulov poskytuje výhodu pri premiestňovaní stavu pre účely meraní, pričom konštrukcia testovacieho stavu prebiehala v prostredí Creo Parametric 4.0. Celá zostava testovacieho stavu je zobrazená na obrázku číslo 40 a 41.



Obr. 40 Prvotný návrh testovacieho stavu



Obr. 41 Kompletná zostava testovacieho stavu

Prvotný návrh testovacieho stavu využíval priehradovú konštrukciu, vytvorenú z U profilov a hrubostenných uzavretých štvorcových profilov. Táto koncepcia sa ukázala ako vhodná pre meranie akustických veličín, keďže počet kolmých a rovinných plôch bol minimálny. Problémové boli vlastné tvary a frekvencie tejto konštrukcie, pričom prvé vlastné frekvencie boli v rozsahu 20 až 35 Hz. Po vykonaní rôznych úprav, ktorých účelom bolo zlepšiť modálne charakteristiky zostavy pomocou spevnenia problémových miest, bola táto koncepcia opustená a nahradená iným koncepčným prístupom.

Druhý návrh sa od prvotného konceptu líši značne masívnejšou konštrukciou. Na prvý pohľad je viditeľné, že druhá koncepcia je menej modulárna, než prvá. Druhý návrh je tvorený vo väčšej miere ako nerozoberateľný celok, so značným využitím rovinných plôch, ktoré sú menej vhodné pre meranie akustických veličín. Tento fakt mierne kompenzuje vybratie pod meraným diferenciálom, ktoré slúži na uloženie absorpčného materiálu s cieľom čo najviac zamedziť odrazu zvukových vln. Výhodou tejto koncepcie je však jej vyššia tuhosť. Tá bola dosiahnutá vhodným spájaním štandardizovaných profilov takisto aj ich priebežným spevňovaním.

Vyrobené diely testovacieho stavu, s výnimkou hriadeľov a prírub, budú z ocelí obvyklých akostí, konkrétne z ocele ČSN EN 1.0038 (S235JR). Na výrobu podstavca budú využívané prevažne profily podľa DIN 1026-1 U 100 firmy Feron. Medza klzu daného materiálu je uvedená v tabuľke číslo 3. [25],[26]

Tabuľka 3 Hodnoty medze klzu pre oceľ 1.0038 [25]

Priemer [mm]	< 3	3 – 100	100 – 150	150 - 250
Medza klzu R_e [MPa]	360 – 510	360 – 510	350 – 500	340 – 490

Vyššie spomenuté hriadele budú vyrobené z ocele ČSN EN 1.7225 (42CrMo4), ktorá je vhodná na výrobu namáhaných dielov vysokej pevnosti a húževnatosti, napríklad súčastí motorových vozidiel alebo namáhaných hriadeľov. Materiálové vlastnosti danej ocele sú uvedené v tabuľke 4. [27]

Tabuľka 4 Hodnoty medze klzu pre oceľ 1.7225 [27]

Priemer [mm]	< 16	16 – 40	40 – 100	100 – 160	160 – 250
Medza klzu R_e [MPa]	900	750	650	550	500

7.1 DEFINOVANIE ZÁŤAŽNÝCH PARAMETROV

Pre nadimenzovanie jednotlivých dielcov je definovanie záťažného parametra, ktorým je zaťažovací moment. Ten bol stanovený z údajov poskytnutých zadávateľom, ktoré sú uvedené v tabuľke 5.

Tabuľka 5 Zaťažovacie parametre vozidla

Názov parametra	Hodnota
Súčiniteľ adhézie [-]	0,9
Polomer kolesa [m]	0,5
Zaťaženie na nápravu [kg]	5000
Maximálna rýchlosť [km/h]	115

Z dodaných údajov je možné stanoviť preklzový moment, ktorý sa rovná záťažovému momentu:

$$M_z = \frac{m \cdot g \cdot r \cdot \mu}{i_{náb} \cdot i_{dif}} \quad (35)$$

kde M_z je záťažný moment [N·m], r dynamický polomer kolesa [m], μ súčiniteľ adhézie [-], $i_{náb}$ prevodový pomer v náboji kolesa [-], i_{dif} prevodový pomer v diferenciáli [-].

Otáčky na vstupe do diferenciálu sú závislé na základe maximálnej rýchlosti vozidla, ktorá je elektronicky obmedzená na 110 km/h. Vzťah medzi otáčkami a rýchlosťou vozidla je:

$$n_{dif} = 60 \cdot \frac{v}{3,6} \cdot i_{náb} \cdot i_{dif} \quad (36)$$

kde n_{dif} sú otáčky na výstupe z diferenciálu [min^{-1}], v rýchlosť vozidla, $i_{náb}$ prevodový pomer v redukcii kolesa [-], i_{dif} prevodový pomer diferenciálu [-].

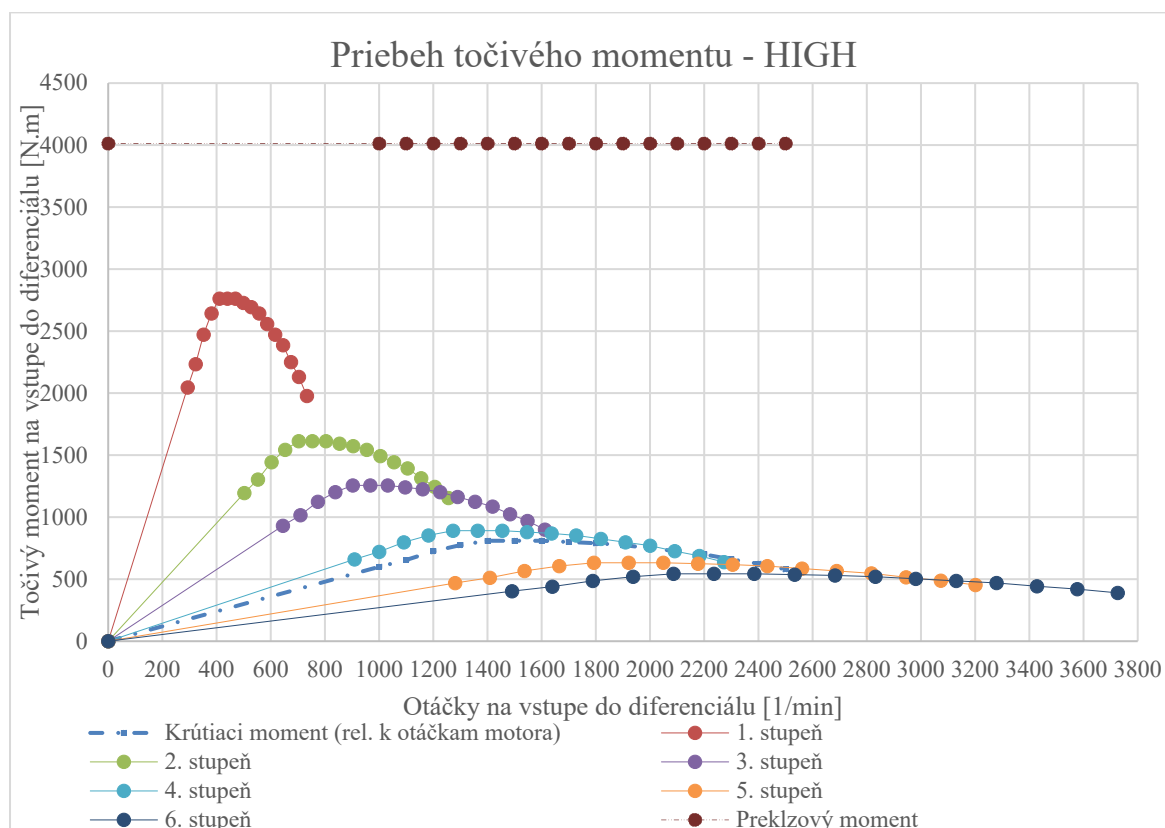
Pomocou vzťahov 35 a 36 boli stanovené hodnoty pre záťažový moment a otáčky na vstupe do diferenciálu (napojenie prevodovky a diferenciálu, v prípade uloženia vo vozidle).

$$M_z = \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 0,9}{4 \cdot 1,375} = 4013 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{dif} = 60 \cdot \frac{\frac{115}{3,6} \cdot 4 \cdot 1,467}{2 \cdot \pi \cdot 0,5} = 3582 \text{ min}^{-1}$$

Hodnota záťažného, resp. preklzového momentu, je rovná veľkosti predpínacieho momentu, ktorým je potrebné vniesť prepätie do sústavy. Po konzultácii s rôznymi výrobcami ozubených remeňov sa nepodarilo nájsť žiadny, ktorý by dokázal preniesť požadovanú veľkosť momentu. Pri výbere remeňa a remenic hrá rolu obvodová rýchlosť remenic, ťažná sila v remeni a aj rozmery komory, do ktorej bude stav umiestnený.

Ďalším krokom bolo definovanie charakteristiky a chodu motora vozidla. Z dodanej momentovej a výkonovej charakteristiky motora boli odčítané hodnoty momentu a výkonu v závislosti na otáčkach motora. Pomocou týchto hodnôt boli vykreslené grafy priebehu momentovo otáčkovej a priebehu výkonovo otáčkovej charakteristiky motora, ktoré sú uvedené v prílohe č. 1. Nasledovne boli vytvorené hnacie krivky pre jednotlivé prevodové stupne a to pri zaradení prevodu *LOW* a *HIGH* v skupinovej prevodovke. Tieto krivky charakterizujú prevádzkové stavy, pri ktorých bude daný diferenciál testovaný. Predpoklad je, že vozidlo stráví väčšinu prevádzkového času s diferenciálom v móde *HIGH*, takže aj samotné testovanie bude prebiehať pri zaradenom *HIGH* stupni. Hnacia krivka je zobrazená v grafe 1.



Graf 1 Hnacie krivky pre jednotlivé prevodové stupne

Vypočítaný záťažný moment o hodnote 4013 N·m predstavuje hodnotu, ktorú však nie je možné preniesť pomocou spojenia, ktoré bude použité v testovacom stave. Z toho dôvodu bola hodnota záťažného momentu na výstupe z diferenciálu zmenená na 2000 N·m. Veľkosť predpínacieho momentu bola znížená, pretože sú to práve otáčky, ktoré sú pre meranie

vibroakustických parametrov podstatné. Ich znížením by nemuselo dôjsť k pokrytiu všetkých budiacich frekvencií a otáčok, v ktorých sa vozidlo v reálnej prevádzke pohybuje.

Ďalej je potrebné určiť zátťažný stav, voči ktorému bude následne vykonaná kontrola perových spojení. Základom pre výpočet je energetická bilancia stavu s uzavretým okruhom, pričom účinnosť osadených diferenciálov je možné odhadnúť podľa vzťahu: [28]

$$\eta_{dif} = \eta_{\dot{c}o}^n \cdot \eta_{k\dot{o}}^m \cdot \eta_l^k \quad (37)$$

kde $\eta_{\dot{c}o}$ je účinnosť záberu čelného ozubenia, n je počet čelných ozubených súkolí v diferenciáli, $\eta_{k\dot{o}}$ je účinnosť záberu kuželového ozubenia, m je počet kuželových súkolí v diferenciáli, η_l je účinnosť valivých ložísk, k je počet valivých ložísk v diferenciáli.

Diferenciály budú 2, takže je treba vypočítať celkovú účinnosť stavu, ktorá je daná súčinom účinností jednotlivých diferenciálov, ložiskových jednotiek a remeňa:

$$\eta_c = \eta_{dif1} \cdot \eta_{dif2} \cdot \eta_{ij}^p \cdot \eta_{rem} \quad (38)$$

kde η_{ij} je účinnosť ložiskových jednotiek [-] a p je ich počet v testovacom stave a η_{rem} je účinnosť remeňa [-], ktorá pre ozubené remene nadobúda hodnoty 0,99. [29]

Keďže bol dodaný plošný model diferenciálu a predpokladáme základnú kuželovú koncepciu diferenciálu, bolo nutné jednotlivé členy rovnice 37 odhadnúť a to nasledovne:

$$\eta_{dif} = 0,99^0 \cdot 0,97^1 \cdot 0,995^4 = 0,95$$

Celková účinnosť testovacieho stavu bola daná súčinom odhadnutých účinností oboch diferenciálov, ložiskových jednotiek a remeňa a to:

$$\eta_c = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,995^4 \cdot 0,99 = 0,87$$

Tým pádom je možné určiť celkový stratový výkon stavu P_{sc} [W] pre maximálne dosiahnuteľné otáčky na výstupe diferenciálu n_{MAX} [min^{-1}] a maximálny zátťažný moment na výstupe z diferenciálu $M_z = 2000 \text{ N}\cdot\text{m}$ a to nasledovne: [28]

$$n_{MAX} = \frac{n_{dif}}{i_{dif}} \quad (39)$$

$$P_{sc} = \frac{1}{30} \cdot M_z \cdot \pi \cdot n_{MAX} \cdot (1 - \eta_c) \quad (40)$$

$$n_{MAX} = \frac{3582}{1,467} = 2441,7 \text{ min}^{-1} \cong 2500 \text{ min}^{-1}$$

$$P_{sc} = \frac{1}{30} \cdot 2000 \cdot \pi \cdot 2500 \cdot (1 - 0,87) = 68\,033 \text{ W}$$

Ďalej je potrebné určiť, kedy dôjde ku kritickému stavu pre perové spojenia jednotlivých komponentov. To nastane pri skúškach diferenciálov v stave pri maximálnych otáčkach n_{MAX} ,

kedy vzniká v prevodovom ústrojenstve najvyšší zaťažovací moment, označený ako $M_{z\ MAX}$ [N·m]. Tento moment je možné vypočítať podľa vzťahu: [28]

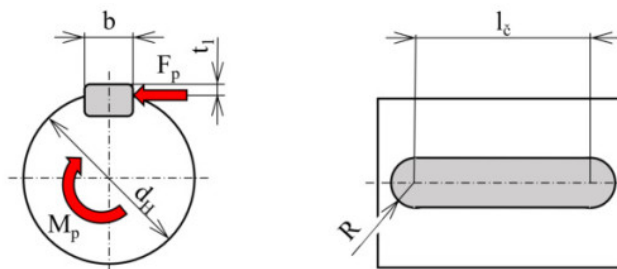
$$M_{z\ MAX} = \frac{P_{SC} \cdot 30}{\pi \cdot n_{MAX}} \quad (41)$$

$$M_{z\ MAX} = \frac{68\ 033 \cdot 30}{\pi \cdot 2500} = 260\ N \cdot m$$

Tieto vypočítané údaje vstupujú do vzťahov pre kontrolu pier na otláčenie, spolu s geometrickými údajmi jednotlivých súčastí. Vzťah pre výpočet kontrolného tlaku medzi bokom drážky a tesným perom je: [30]

$$p_p = \frac{2000 \cdot M_p}{t_1 \cdot l_\xi \cdot d_H} \leq p_D \quad (42)$$

kde p_p je kontrolný tlak [MPa], M_p prenášaný krútiaci moment [N·m], t_1 hĺbka drážky v náboji [mm], l_ξ činná dĺžka pera [mm], d_H priemer hriadeľa [mm], p_D maximálny dovolený tlak, pre ktorý platí $p_D = 120$ MPa. [30]



Obr. 42 Silové účinky spojenia náboja a hriadeľa pomocou tesného pera [9]

Všetky údaje, nutné pre výpočet, sú uvedené v tabuľke 6.

Tab. 6 Vstupné údaje pre kontrolný výpočet spojenia pomocou tesného pera

Parameter	Číslo spojenia			
	1	2	3	4
d_H [mm]	70	70	50	38
l_ξ [mm]	160	100	55	55
t_1 [mm]	4,6	4,6	3,5	3,3
M_p [N·m]	1363,3	1363,3	260	260

Jednotlivé kontroly pre všetky spojenia s tesnými perami sú uvedené v nasledujúcich podkapitolách.

KONTROLA SPOJENIA Č. 1

Spoj č. 1 je spojenie remenice a dlhého hriadeľa, resp. remenice s predpínacím členom č. 1. Činné dĺžky pier a priemery hriadeľov sú totožné pre obidve spojenia.

$$p_p = \frac{2000 \cdot 1363,3}{4,6 \cdot 160 \cdot 70} = 52,9 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

KONTROLA SPOJENIA Č. 2

Spoj č. 2 je spojenie dlhého hriadeľa a tvarového spoja vstupu diferenciálu cez ROTEX® spojku a súčasne spojenie tvarového spoja vstupu diferenciálu a predpínacieho člena cez ROTEX® spojku. Všetky tieto spojenia sú realizované pomocou pier rovnakých činných dĺžok a rovnakých priemerov hriadeľov.

$$p_p = \frac{2000 \cdot 1363,3}{4,6 \cdot 80 \cdot 70} = 105,8 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

KONTROLA SPOJENIA Č. 3

Spoj č. 3 je spojenie výstupu z diferenciálu a RADEX®-N spojky na výkonovom vstupe.

$$p_p = \frac{2000 \cdot 260}{3,5 \cdot 55 \cdot 50} = 54 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

KONTROLA SPOJENIA Č. 4

Spojenie č. 4 je spojenie RADEX®-N spojky s hriadeľom výkonového vstupu.

$$p_p = \frac{2000 \cdot 260}{3,3 \cdot 55 \cdot 38} = 71 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Všetky spojenia pomocou tesného pera vyhovujú podmienke na bezpečnosť voči otlačeniu.

7.2 NÁVRH TESTOVACIEHO STAVU

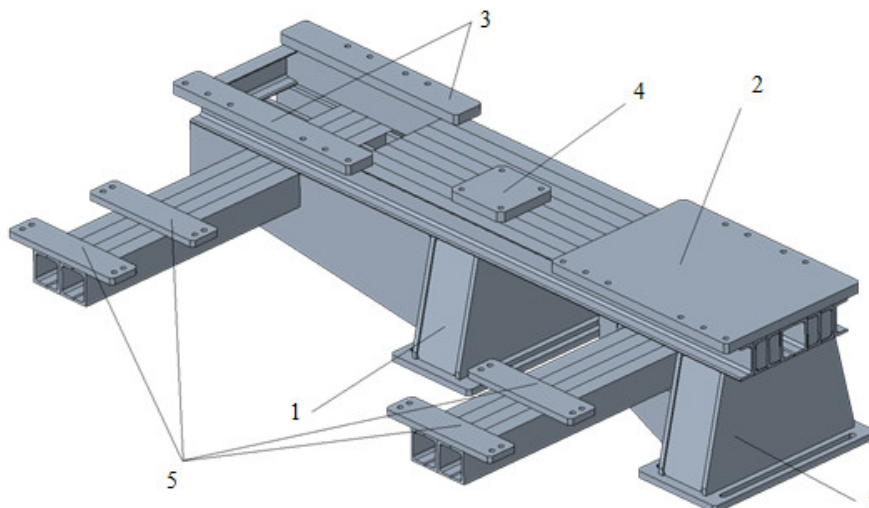
V nasledujúcich kapitolách budú podrobnejšie popísané jednotlivé moduly testovacieho stavu. Jednotlivé moduly boli navrhované tak, aby bola zabezpečená jednoduchosť údržby stavu, jeho prepravy a následnej montáže na príslušnom stanovisku.

7.2.1 PODSTAVEC

Ako bolo spomenuté v kapitole 7, pre materiál podstavca bola zvolená zvárateľná, nelegovaná oceľ S235JR, ktorá zaručuje vyšší stupeň akosti, pretože sa dodáva ako ukludnená. [25]

Konštrukcia podstavca by mala byť, ideálne, bez použitia platní, od ktorých by došlo k odrazu zvukových vln a tým ku skresleniu merania. Toto však nebolo možné dodržať v plnej miere, pretože osová vzdialenosť diferenciálov, daná použitým remeňom a remenicou znamenala predĺženie testovacieho stavu. Výsledkom bol dĺžkový rozmer stavu, ktorý presahoval dĺžkový rozmer upínacej dosky. Tým pádom bolo nutné použiť iný prístup, ktorý využíval platňové diely, zároveň bola snaha meraný diferenciál umiestniť čo najďalej od rôznych rovinných odrazových plôch.

Podstavec stavu je tvorený z profilov tvaru U, podľa DIN 1026-1, ktorých výška prierezu je 100 mm a šírka prierezu 50 mm. Na takto vytvorenú základovú platňu sú ďalej navarené platne pre prichytenie uložení diferenciálu a merača krútiaceho momentu. Jednotlivé podzostavy budú k podstavcu prichytené pomocou skrutkových spojení.

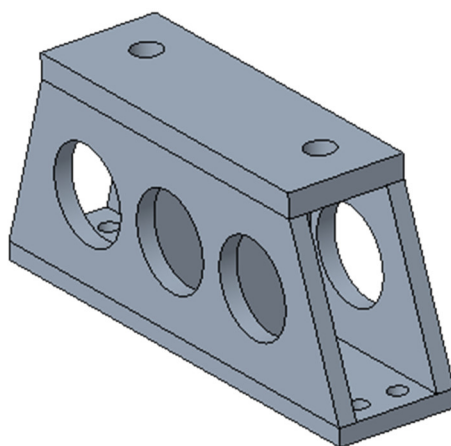


Obr. 43 Podstavec

1 – upínací stojan, 2 – platňa pre uchytenie pomocného diferenciálu, 3 – platňa pre uchytenie meraného diferenciálu, 4 platňa pre uchytenie merača krútiaceho momentu, 5 – platne konzoly pre uchytenie ložiskových jednotiek

7.2.2 ZOSTAVA LOŽISKOVÝCH JEDNOTIEK

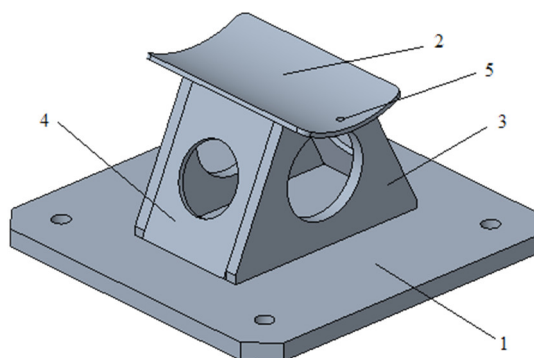
Pri tvorení zostavy ložiskových jednotiek musela byť dodržaná vzdialenosť osi ložiskovej jednotky od plochy uchytenia ložiskových jednotiek a to 150 mm. Tomuto poslúžilo navarenie hrubších plechov, ktoré budú následne opracované na požadovanú hrúbku, aby bola zabezpečená požadovaná poloha ložiskovej jednotky voči diferenciálu, táto hrúbka činí 20,6 mm.



Obr. 44 Zostava ložiskových jednotiek

7.2.3 DRŽIAK MERAČA TOČIVÉHO MOMENTU

Držiak merača točivého momentu je pomerne jednoduchý zvarenec tvorený doskou a dvomi dvojicami tvarovaných profilov. Na vrchu týchto profilov je následne navarený ohnutý plech o hrúbke 2,5 mm a vnútorným polomerom ohnutia rovným 65 mm, ktorý odpovedá hodnote polomeru valca, ktorý tvorí merač točivého momentu. Ako zaistenie merača na držiaku slúži výrobcom vytvorená závitová diera M4, ktorá sa nachádza na merači a teda je adekvátne umiestnená aj na ohnutom plechu.

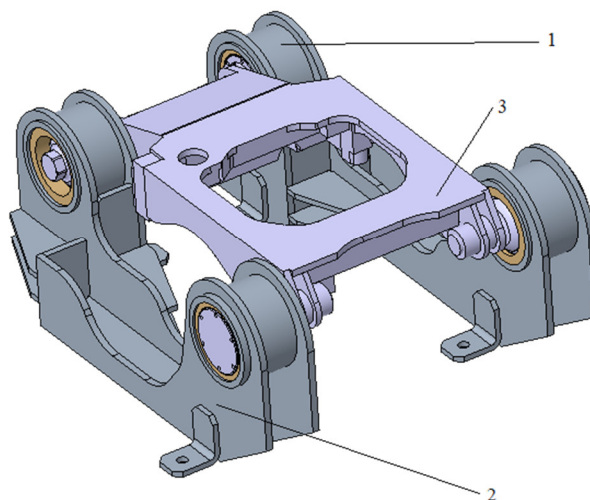


Obr. 45 Držiak merača točivého momentu

1 – doska uchytenia, 2 – ohýbaný plech, 3 – predný profil, 4 – bočný profil, 5 – diera pre skrutku uchytenia merača krútiaceho momentu

7.2.4 UCHYTENIE DIFERENCIÁLU

Zvarenec uchytenia diferenciálu je vytvorený obdobne, ako kliečka diferenciálu, ktorá bola dodaná spolu s diferenciálom. Jedná sa o zvarenec, ktorý na upnutie diferenciálu využíva ako aj dodanú kliečku diferenciálu, tak aj silentbloky, ktoré boli súčasťou dodanej kliečky. Uchytenie obsahuje výstužné rebrá a aj úchyty tvaru písmena L, aké boli použité v predošlých zvarencoch. Ľavá a pravá časť uchytenia nie sú rovnaké, ale zrkadlovo obrátené. Diferenciál je v uchytení zastavaný rovnako, ako aj vo vozidle a to pomocou troch skrutiek, ktoré taktiež dodané ako súčasť diferenciálu.



Obr. 46 Uchytenie diferenciálu s kliečkou a silentblokami

1 – ľavý zvarenec uchytenia diferenciálu, 2 – pravý zvarenec uchytenia diferenciálu, 3 – kliečka diferenciálu

7.3 NAKUPOVANÉ DIELY

V nasledujúcich kapitolách budú popísané nakupované diely, potrebné pre konštrukciu testovacieho stavu.

7.3.1 REMENE A REMENICE

Ako bolo uvedené v kap. 7.1, vypočítaná hodnota momentu predstavovala problém z hľadiska prenesenia, preto bola, po konzultácii s dodávateľom remeňov, hodnota záťažného momentu na výstupe z diferenciálu zmenená na 2000 N·m. Pre spojenie diferenciálov do uzavretého okruhu bol vybraný ozubený remeň a dve identické remenice. Okrem hodnoty maximálneho možného preneseného momentu podstatná bola aj hodnota otáčok, keďže výrobca odporúča aj maximálnu obvodovú rýchlosť remeníc. Pri jej významnom prekročení by bolo nutné celý testovací stav dynamicky vyvažovať.

Remeň, ktorý splňal požadované parametre je polyuretánový remeň s ťažným kordom z karbónu od firmy Gates. Jedná sa o najvýkonnejší synchronizačný remeň na trhu s vysokou únosnosťou, pružnosťou a nízkou mierou pretiahnutia. Remeň je 3500 mm dlhý, 125 mm široký, s počtom zubov 250, pričom ich rozostup je 14 mm. [31]



Obr. 47 Ozubený remeň Poly Chain Carbon Volt 14MGTV [31]

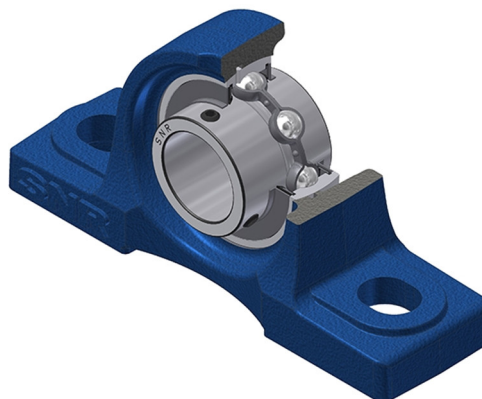
Výber remeníc bol naviazaný na vybraný ozubený remeň. Firma Haberkorn, ktorá dodáva aj ozubený remeň, poskytuje aj remenicu, ktorá je dodávaná bez upínacieho puzdra a teda jej dieru je nutné dodatočne opracovať, napríklad pre uloženie pera. Remenica je vyrobená z ocele, jej výpočtový priemer je 169,08 mm s počtom zubov 44, pričom ich rozostup je takisto rovný 14 mm. [31]



Obr. 48 Remenica Poly Chain GT14M [31]

7.3.2 LOŽISKOVÉ JEDNOTKY

Zostava ložiskových jednotiek je takisto pripevnená na zvarenci uchytenia pomocou skrutiek z dôvodov, ktoré boli spomenuté v kapitole 7. Ako ložiskové jednotky boli použité ložiská od firmy SNR, konkrétne UCP.214, ktoré je určené k radiálnemu a aj axiálnemu zaťaženiu a pre vysoké rýchlosti. Dynamická únosnosť c dosahuje 62 kN a statická únosnosť c_0 45 kN. [32]

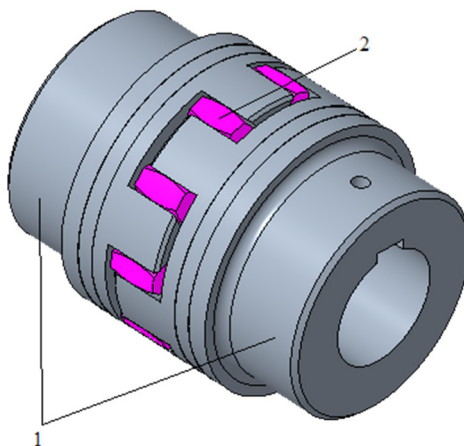


Obr. 49 Ložisko SNR UCP.214 [32]

7.3.3 PRUŽNÁ SPOJKA

Pružná spojka zabezpečuje spojenie hriadeľov s meraným a pomocným diferenciálom. Keďže diferenciály sú uložené v silentblokoch, je nutné, aby s nimi hriadele neboli spojené na pevno. Túto situáciu vyrieši použitie spojky ROTEX® od firmy KTR.

Spojky ROTEX® sú torzne pružné čelust'ové elastomérové spojky, ktoré sa vyznačujú kompaktným dizajnom. Sú schopné prenášať vysoké krútiace momenty a to vďaka elastomérovému pavúkovi medzi nábojmi spojok, ktorý tlmi rázy a vibrácie v hnacej sústave, pričom pavúky sú dostupné v rôznych stupňoch tvrdosti. Pre konštrukciu stavu bola vybraná pružná spojka ROTEX® 75 St s pavúkom 64 ShD a priemerom oboch dier 70 mm, schopná preniesť krútiaci moment 2400 N·m. [33]



Obr. 50 Pružná spojka ROTEX® 75 s pavúkom 64 ShD [34]
Presné označenie ROTEX® 75 St 64 ShD 1 – $\Phi 70$ 1 – $\Phi 70$
1 – komponent typ 1, 2 – pavúk 64 ShD

7.3.4 MERAČ KRÚTIACEHO MOMENTU

Pred začatím merania na testovacom stave je potrebné sústavu predopnúť, to vyplýva zo zvolenej koncepcie stavu. Toto predopnutie je potrebné odmerať. Na tieto účely je nutný merač krútiaceho momentu. Keďže je v stave použitá pružná spojka ROTEX® od firmy KTR, aj merač krútiaceho momentu bol zvolený od tejto firmy.

Princíp fungovania merača spočíva v skrútení torzného hriadeľa v uhle 45° k pozdĺžnej osi. Pri jeho deformácii je drôtový tenzometer pevne spojený s hriadeľom a zaznamenáva jeho skrútenie. Ukazovateľ predĺženia drôtu pozostáva z dvoch rozložených drôtov usporiadaných tak, že v závislosti od krútiaceho momentu sa jeden z týchto drôtov predlžuje a tým generuje zmenu svojho elektrického odporu. Vybraný merač musí pokrývať parametre, ktoré je schopný preniesť ozubený remeň a remenica a to s adekvátnou rezervou. Preto bol vybraný merač DATAFLEX® 70/3000, ktorého parametre sú uvedené v tabuľke č. 7. [33]

Tabuľka 7 Parametre snímača DATAFLEX® 70/3000 [33]

Názov parametra	Hodnota
Merací rozsah [N·m]	-3000 až +3000
Presnosť merania	< 0,1 % z meraného rozsahu
Statická preťažiteľnosť	150 % z meraného rozsahu
Maximálne otáčky [min ⁻¹]	4000
Teplotný rozsah [°C]	0 až 55
Napájacie napätie [V]	24



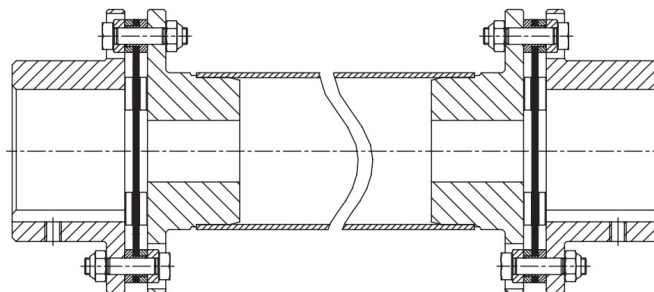
Obr. 51 Merač krútiaceho momentu KTR DATAFLEX® 70/3000 [33]

7.3.5 LAMELOVÁ SPOJKA S DVOMA KARDANMI

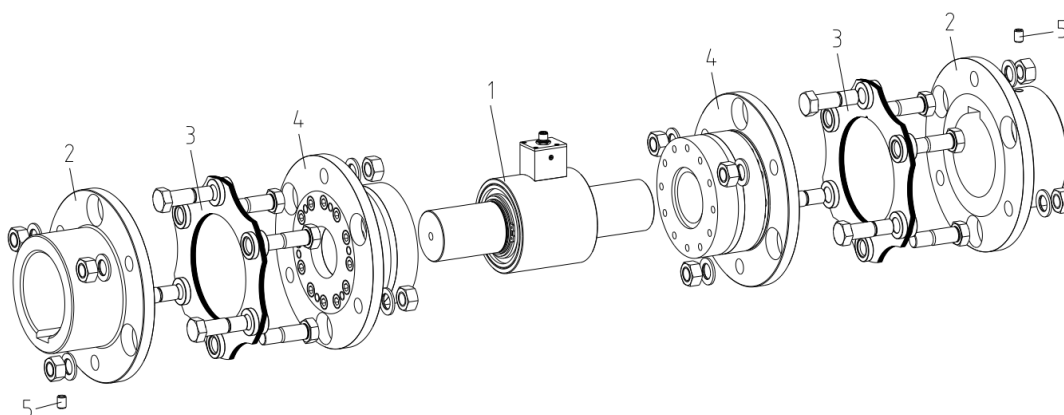
Pre spojenie meraného a pomocného diferenciálu s meračom krútiaceho momentu výrobca odporúča použiť Lamelovú spojku s dvoma kardanmi. Takouto je spojka KTR RADEX®-N NANA4.

V katalógu firmy KTR je len jedna lamelová spojka kompatibilná s meračom DATAFLEX®70/3000 a tou je RADEX®N 90. Pre aplikáciu testovacieho stavu bola vybraná spojka

RADEX[®]-N NANA4, pretože má vysokú torznú tuhosť a výrobca priamo odporúča jej použitie v testovacích stavoch. Spojka bude prichytená na merač krútiaceho momentu pomocou špeciálneho, výrobcom dodávaného upínacieho systému, špecifického pre danú aplikáciu. [33]



Obr. 52 Lamelová spojka KTR RADEX[®]-N NANA4 s dvoma kardanmi [33]



Obr. 53 Kombinácia DATAFLEX[®] 70 a RADEX[®]-N [33]

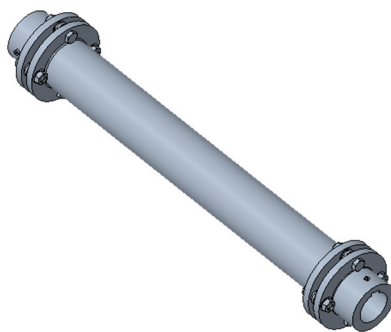
1 – Merač krútiaceho momentu DATAFLEX[®] 70, 2 – príruby, 3 – tlmiace listy, 4 – upínacie prstence so zvernými prstencami, 5 – nastavovacie skrutky DIN EN ISO 4049

Z údajov o uhlovej výchylke, poskytnutých výrobcom a hodnoty vychýlenie diferenciálu v silentblokoch bola vypočítaná minimálna dĺžka stredovej časti spojky. Stredová časť spojky bude napojená na diferenciál pomocou hriadele, ktorá vznikla kombináciou výstupu polosi diferenciálu a príruby RADEX[®]-N NANA4 spojky, ktorý bude popísaný v kapitole 8.4.

7.3.6 SPOJKA VÝSTUPU STAVU A VÝKONOVÉHO VSTUPU

Na spojenie výstupu z testovacieho stavu bola takisto využitá lamelová spojka s dvomi kardanmi RADEX[®]-N NANA4. Vzdialenosť stavu od výkonového vstupu je relatívne veľká, avšak pri využití spojky RADEX[®]-N NANA4 je možné prepojenie hriadeľov až do vzdialenosti 6m. [33]

V tomto prípade nebolo potrebné časti lamelovej spojky nijako zamedziť ani upravovať. Výrobca poskytuje možnosť navoliť si spojku presne podľa požadovaných parametrov, ktoré sa zadávajú pri objednávaní. Vybraná spojka je zobrazená na obr. č. 54, spolu s kompletným popisom.



Obr. 54 Spojka RADEX[®]-N50 NANA4 [34]
Presné označenie: RADEX[®]-N NANA4 Φ 50 Φ 38 727

7.4 VYRÁBANÉ DIELY

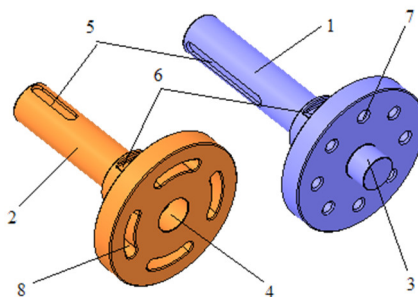
Medzi podstatné vyrábané diely testovacieho stavu patria nasledujúce:

- predpínací člen;
- hriadeľ spojujúci remenice a diferenciál cez ROTEX[®] spojku (dlhý hriadeľ);
- príruby spojujúce diferenciály a RADEX[®]-N spojky;
- príruby spojujúce diferenciál a ROTEX[®] spojku;
- hriadeľ spojujúci výstup z diferenciálu a výkonový vstup (krátky hriadeľ).

7.4.1 PREDPÍNACÍ ČLEN

Predpínací člen je dôležitou súčasťou testovacích stavov s uzatvoreným silovým okruhom. Existujú rôzne spôsoby riešenia predpínacieho člena, v závislosti na požadovanom spôsobe vyvedenia predpätia. Princíp vyvedenia predpätia zvyčajne spočíva v skrútení pružného prvku. V našom prípade sa jedná o pomerne veľkú hodnotu predpätia, pretože cieľom stavu je čo najbližšie simulovať prevádzkový stav, resp. situáciu, kedy dochádzalo ku vzniku najbadateľnejších vibrácií počas jazdy vozidla.

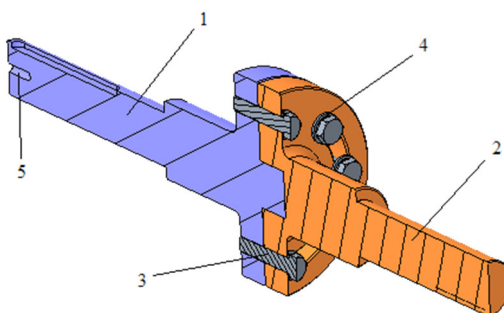
V tomto prípade sa jedná o dva do seba zapadajúce, sústredné dielce, ktoré budú pomocou prípravku voči sebe natočené kľúčom alebo vhodným prípravkom a následne zaistené pomocou vysokopevnostných skrutiek. Tým dôjde ku vzniku predpätia, ktoré bude v sústave kolovať. Hodnotu predpínacieho momentu bude udávať merač točivého momentu DATAFLEX[®]. Jednotlivé časti predpínacieho člena sú sústredné a to vďaka strediacemu kolíku člena 1, ktorý dosadá do teoreticky presnej, strediacej, diery v druhom člene.



Obr. 55 Rozložený predpínací člen
1 – diel predpínacieho člena č. 1, 2 – diel predpínacieho člena č. 2, 3 – strediaci kolík člena č. 1, 4 –

strediaci diera členu č. 2, 5 – drážky pre tesné perá, 6 – plochy pre prípravok na vyvodenie predpätia, 7 – 8xM24 závity, 8 – drážky pre skrutky M24

Oba diely sú opatrené drážkou pre tesné pero podľa ČSN 02 2562 a ČSN 02 2507. Na dielci 1 bude uložená remenica pomocou tesného pera. Diel 2 je spojený s pružnou spojkou ROTEX® a tá je následne spojená s prírubou spájajúcou diferenciál pomocou tvarového spoja, ktorý bude popísaný v kapitole 8.3.4. Diely č. 1 a č. 2 predpínacieho členu sú vyrobené z materiálu ČSN EN 1.7225 (42CrMo4), ktorý bol popísaný v kapitole 7.

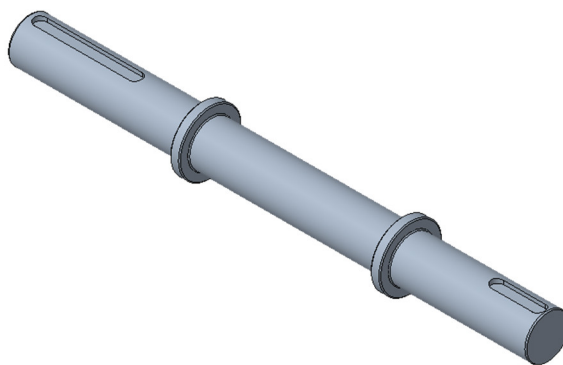


Obr. 56 Zostava predpínacieho členu v reze

1 – diel predpínacieho členu č. 1, 2 – diel predpínacieho členu č. 2, 3 – vysokopevnostná skrutka M24x85 podľa DIN 933, 4 – podložka podľa DIN 125, 5 – závitová diera M12 pre zaistováciu podložku

7.4.2 DLHÝ HRIADEL'

Dlhým hriadel'om nazývame hriadel', ktorý spája remenice a meraný diferenciál cez pružnú spojkou ROTEX®. Hriadel' je takisto vyrobený z materiálu ČSN EN 1.7225 (42CrMo4). Jedná sa o jednoduchý hriadel', ktorý je na oboch koncoch opatrený drážkami pre tesné perá. Na kratšom konci hriadel'a je drážka pre pero prenášajúce krútiaci moment zo spojky ROTEX®. Na druhom, dlhšom konci, je uložená remenica pomocou tesného pera, rovnako ako v prípade prvého dielu predpínacieho členu. Rozmery tesných pier boli vybrané z noriem ČSN 02 2562 a ČSN 02 2507.

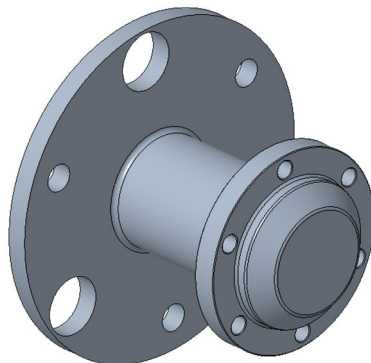


Obr.57 Dlhý hriadel' s drážkami pre tesné perá ROTEX® spojky a remenic

7.4.3 PRÍRUBY SPÁJAJÚCE DIFERENCIÁL A RADEX®-N SPOJKY

Keďže neboli k modelu diferenciálu dodané iné materiály, než plošný CAD model samotného diferenciálu a neskôr CAD model diferenciálovej kľetky, geometria prírub bola vytvorená pomocou Booleanovských operácií v CAD programe. Výstupom diferenciálu do polosi bol

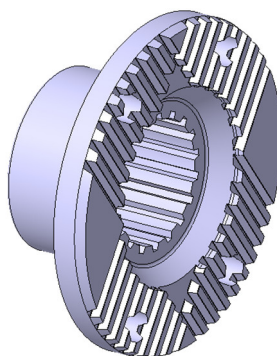
preložený objem, z ktorého bol následne prekrytím vytvorený základ pre prírubu spájajúcu diferenciál s RADEX[®]-N spojku. Na základe rozmerových údajov pre zvolenú RADEX[®]-N spojku bola vytvorená druhá časť príruby, na ktorú bude pripojená voľná časť RADEX[®]-N spojky. Príruba je taktiež vyrobená z materiálu ČSN EN 1.7225 (42CrMo4).



Obr. 58 Príruba spájajúca diferenciál a RADEX[®]-N spojku

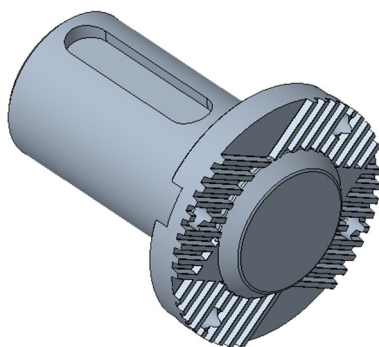
7.4.4 TVAROVÝ SPOJ DIFERENCIÁLU A ROTEX[®] SPOJKY

Spôsob vytvorenia prírub bol rovnaký, ako pri vytváraní prírub spájajúcich diferenciál a RADEX[®]-N spojkami. Prenos krútiaceho momentu z motora do diferenciálu je vo vozidle realizovaný pomocou tvarového spoja, ktorý je zobrazený na obrázku nižšie.



Obr. 59 Tvarový spoj pre prenos krútiaceho momentu medzi motorom a diferenciálom

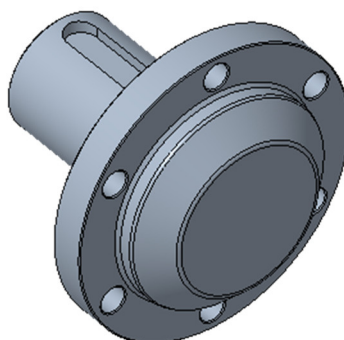
Voči tomuto dielcu bol vytvorený protikus, pomocou Booleanovských operácií, ktorý bude prenášať krútiaci moment kolujúci v testovacom stave. Na takto vytvorenom protikuse sa nachádza drážka pre tesné pero, ktoré bude prenášať krútiaci moment na ROTEX[®]-N spojku a ďalej na dlhý hriadeľ alebo predpínací člen. Materiál príruby je ČSN EN 1.7225 (42CrMo4).



Obr. 60 Priruba spájajúca diferenciál a ROTEX® spojku

7.4.5 KRÁTKY HRIADEĽ

Krátky hriadeľ spája pomocný diferenciál s výkonovým vstupom. Krátky hriadeľ bude prenášať značne menší krútiaci moment než dlhý hriadeľ. Toto vyplýva z koncepcie použitého stavu s uzavretým okruhom. Preto jeho priemer nemusí byť totožný s priemerom dlhého hriadeľa. Strana hriadeľa, ktorá je spojená s diferenciálom je identická s diferenciálovou časťou priruby spájajúcej RADEX®- N spojku. Krátky hriadeľ, vyrobený z materiálu ČSN EN 1.7225 (42CrMo4), je vybavený drážkou pre tesné pero, na ktorú je napojená RADEX®-N NANA4 spojka.



Obr. 61 Krátky hriadeľ spájajúci pomocný diferenciál s výkonovým vstupom

7.5 MKP VÝPOČTY

Kapitola pojednáva o MKP výpočtoch pre významné diely testovacieho stavu. Každému dielu odpovedá samostatná podkapitola, ktorá popisuje tvorbu geometrického, materiálového a numerického modelu, spolu s výsledkami príslušnej analýzy.

7.5.1 PREDPÍNACÍ ČLEN

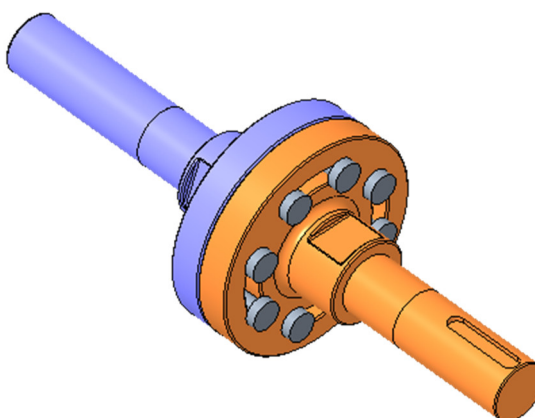
Predpínací člen predstavuje podstatný diel celého testovacieho stavu, keďže zaručuje predopnutie, ktoré je podstatou stavu s uzavretým okruhom. Preto bolo potrebné overiť jeho pevnosť. Kontrola na otláčenie pera bola vykonaná v predchádzajúcej kapitole, takže táto kapitola pojednáva o samotnom spojení dvoch častí predpínacieho člena.

Predopnutie je realizované pomocou vzájomného natočenia jednotlivých častí zostavy člena a ich následnom uchytení pomocou vysokopevnostných skrutiek DIN 933 M24, ktorých axiálna sila má hodnotu 258 928 N a ťahovací moment 1202 N·m. [35]

Samotné uchytenie je realizované pomocou 4 drážok, ktorých uhlové rozpätie je 20° . Tento prístup bol zvolený z dôvodu, aby bolo možné natočiť časti člena nielen o dané uhlové rozpätie, resp. natočenie v tolerancii 90° . Pri použití 8 dier a 4 drážok je možné lepšie natočenie jednotlivých členov, pričom bude využitý menší počet skrutiek, avšak každá drážka bude obsahovať minimálne 1 vysokopevnostnú skrutku.

PRÍPRAVA GEOMETRICKÉHO MODELU

Geometrický model pre účely analýz bol len mierne upravený model, použitý v zostave. Podložky skrutiek boli odstránené a samotné skrutky boli nahradené valcovými útvarmi. Ďalej boli definované plochy ložísk a následne bol tento model importovaný do prostredia MKP softvéru ANSYS Workbench vo formáte STEP.



Obr. 62 Model predpínacieho člena so zjednodušenými skrutkami DIN 933 M24x85

PRÍPRAVA MATERIÁLOVÉHO MODELU

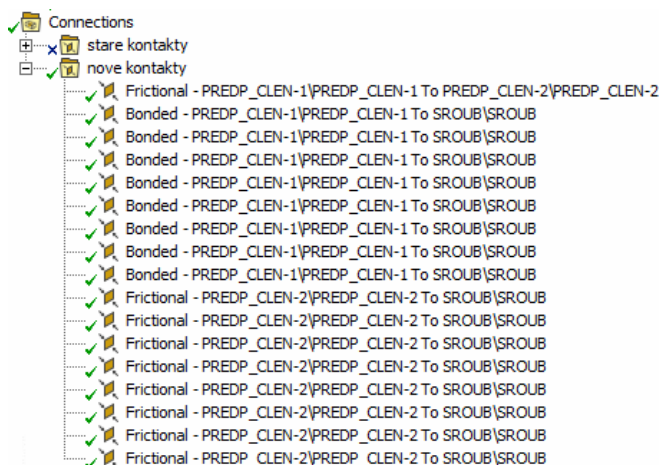
Model bol ďalej pripravovaný v prostredí systému ANSYS Workbench. V záložke „*Static structural*“ bola zvolená statická analýza a následne bol definovaný materiál. V ANSYS-e Workbench tento materiál nájdeme ako predvolený, s označením „*Structural steel*“. Jedná sa o lineárne izotropný, elastický materiál s vlastnosťami:

- Youngov modul pružnosti: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Pa;
- Poissovo číslo: $\mu = 0,3$.

Tieto hodnoty boli vybrané, pretože sa nepredpokladá, že predpínací člen sa dostane počas zaťažovania za oblasť pružnej deformácie.

PRÍPRAVA NUMERICKÉHO MODELU

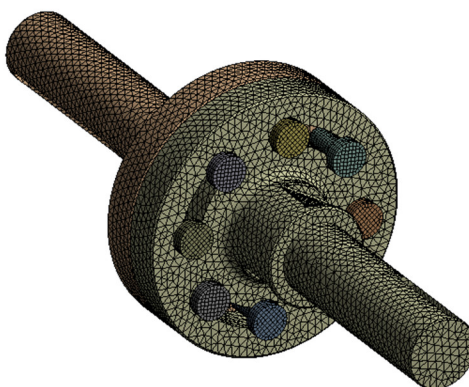
Softvér ANSYS je schopný rozoznávať kontakty jednotlivých telies. Keďže ich však automaticky definuje ako pevné spojenia, ktoré sú označované ako „*Bonded*“, bolo nutné tieto typy spojení následne predefinovať, pretože nie všetky pevné spojenia sú pre tento prípad analýzy vhodné.



Obr. 63 Definovanie kontaktov predpínacieho člena

Kontakt medzi predpínacím členom 1 a predpínacím členom 2 bol nastavený ako trecí, v ANSYS-e značený ako „*Frictional*“ s koeficientom trenia 0,15. Takisto boli nastavené ako trecie aj kontakty medzi predpínacím členom 2 s jednotlivými skrutkami. Zvyšné kontakty, kontakty predpínacieho člena 1 a skrutiek boli ponechané ako pevné.

Pre vytvorenie výpočtovej siete pre skrutky bol použitý príkaz „*Multizone*“, ktorým bola definovaná veľkosť a typ prvkov siete pre spojovacie skrutky. Veľkosť prvkov bola 4 mm a ich typ bol hexaédrické. Ďalej bola pomocou automatickej metódy vytvorená výpočtová sieť pre samotné predpínacie členy a to o veľkosti prvku 8 mm. Takto definovaná sieť mala 136 934 prvkov.



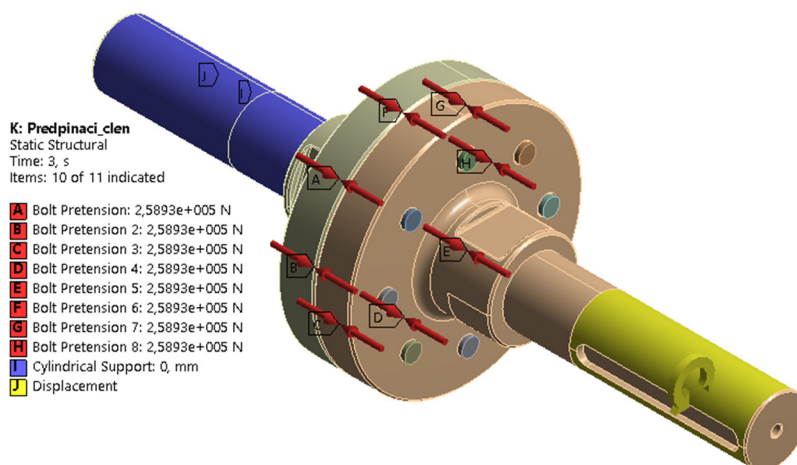
Obr. 64 Výpočtová sieť predpínacieho člena

Následne bolo definované zaťaženie tak, aby čo najviac odpovedalo reálnemu zaťaženiu. Predpínací člen je umiestnený v ložisku, preto teda bola použitá väzba „*Cylindrical support*“, pričom bolo zamedzené axiálnemu a radiálnemu pohybu. V mieste drážky bolo aplikované pôsobenie typu „*Displacement*“ a to len v jednom smere, aby simulovalo prítomnosť pera v drážke. Ďalej bolo použité pôsobenie „*Remote displacement*“, ktoré simulovalo natočenie jedného predpínacieho člena voči druhému v smere osí oboch členov. Toto pôsobenie bolo rozdelené do 3 krokov, ktoré sú uvedené na obrázku 65.

	Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> RX [°]
1	1	0,	0,
2	1	1,	0,
3	2	2,	1,
4	3	3,	= 1,
*			

Obr. 65 Remote displacement pre simuláciu natočenia o 1°

Ako posledné bolo definované predpätie skrutiek pomocou príkazu „Bolt pretension“. Analýza bolo tak rozdelená do 3 krokov, kde v prvom kroku je na skrutky aplikované ich predĺženie s hodnotou 0,05 mm. To slúži k prvotnej stabilizácii kontaktných dvojíc. V druhom kroku na skrutky začína pôsobiť osová sila o hodnote 258 928 N. V treťom kroku sa hriadeľ pootočí o 1°. Na záver bola pridaná na valcovú podporu momentová sonda, pre zmeranie momentu, ktorý je potrebný pre pootočenie častí člena o 1°. Silové pôsobenia a väzby sú viditeľné na obrázku 66.



Obr. 66 Definovanie okrajových podmienok predpínacieho člena

VÝSLEDKY STATICKEJ ANALÝZY

Pri riešení bol využitý „Iterative“ riešič, pri ktorom výsledok konvergoval oveľa rýchlejšie, než pri iných. Vypočítaný záťažný moment spojenia bol rovný 9022,4 N·m. Bezpečnosť spojenia je teda možné vypočítať podľa vzťahu:

$$k_S = \frac{M_r}{M_{z \text{ vstup}}} \quad (43)$$

$$M_{z \text{ vstup}} = \frac{M_z}{i_{dif}} \quad (44)$$

kde M_r je reakčný moment v predpínacom člene [N·m], $M_{z \text{ vstup}}$ je záťažný moment na vstupe do diferenciálu [N·m] a k_S je bezpečnosť spojenia [-].

$$M_{z \text{ vstup}} = \frac{2000}{1,467} = 1363,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

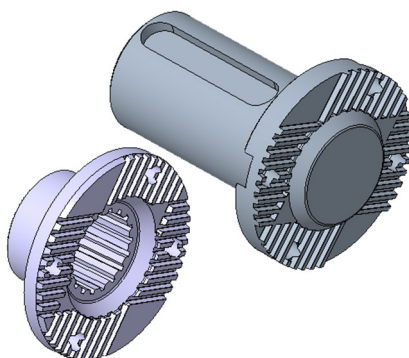
Hodnota bezpečnosti spojenia je teda:

$$k_s = \frac{9022,4}{1363,3} = 6,6 > 1$$

Keďže hodnota koeficientu bezpečnosti je väčšia než 1, spojenie je teda vyhovujúce.

7.5.2 TVAROVÝ SPOJ

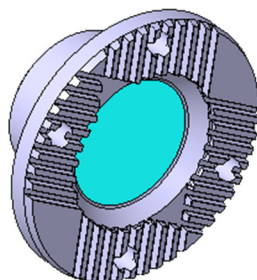
Tvarovým spojom je myslená príruha vstupu do diferenciálu. Tento spoj bol už spomínaný v kap. 7.4.4. Keďže k diferenciálu bol dodaný len jeho model, bez dokumentácie, výrobný postup a tolerancie tvarového spoja nie je možné jednoznačne určiť.



Obr. 67 Tvarový spoj vstupu do diferenciálu a jeho protikus

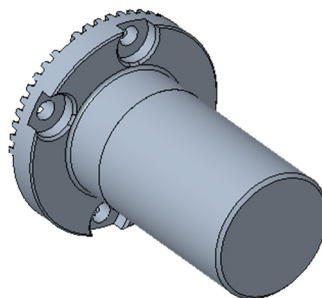
PRÍPRAVA GEOMETRICKÉHO MODELU

Geometrický model tvarového spoja bol len mierne zjednodušený, aby sa znížila výpočtová náročnosť. Došlo k vyplneniu vnútorného tvarového profilu tvarového spoja, ktorý pri výpočte uvažovaný nebude. Všetky úpravy boli vykonané v prostredí Creo Parametric a následne importované do prostredia ANSYS vo formáte STEP.



Obr. 68 Vyplnenie vnútorného tvarového profilu

Ďalej bola zjednodušená geometria príruby spájajúcej tvarový spoj so spojkou ROTEX[®]. Bola odstránená drážka a pridaná rovina, ktorá reprezentuje polohu hrany ROTEX[®] spojky. Výsledné zjednodušenie je viditeľné na obrázku nižšie.



Obr. 69 Zjednodušená príruha spájajúca tvarový spoj a ROTEX® spojku

PRÍPRAVA MATERIÁLOVÉHO MODELU

Rovnako, ako aj v prípade predpínacieho člena, bol model ďalej pripravovaný v prostredí systému ANSYS Workbench. V záložke „*Static structural*“ bola zvolená statická analýza a následne bol definovaný materiál. V ANSYS-e Workbench tento materiál nájdeme ako predvolený, s označením „*Structural steel*“. Jedná sa o lineárne izotropný, elastický materiál s vlastnosťami:

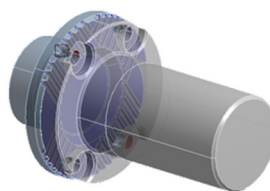
- Youngov modul pružnosti: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Pa;
- Poissovo číslo: $\mu = 0,3$.

Takisto, ako v prípade predpínacieho člena sa nepredpokladá, že tvarový spoj sa počas zaťažovania dostane za oblasť pružných deformácií.

PRÍPRAVA NUMERICKÉHO MODELU

Následne bol definovaný kontakt medzi dielmi. Ten bol štandardne nastavený ako „*Bonded*“, takže bolo nutné prestaviť ho na „*Frictional*“ s koeficientom trenia 0,15.

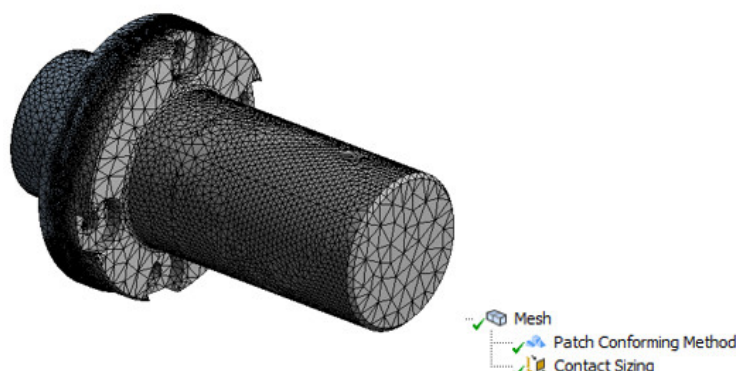
Keďže oba diely sú vyrobené z ocele, nie je podstatné, ktorý diel je definovaný ako „*Contact*“ a „*Target*“. Býva však zvykom, že ako „*Target*“ volí základňa alebo teleso s väčším modulom pružnosti. [9]



Contact Bodies	HRIADEL_DIF-MOTOR HRIADEL_DIF-MOTOR
Target Bodies	INSTANCE_ID_208_1_R3_1 INSTANCE_ID_208_1_R3_1

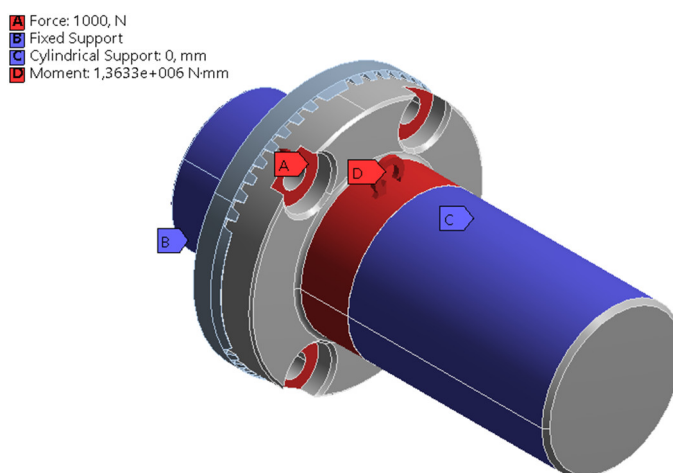
Obr. 70 Nastavenie kontaktu telies

Následne bola nastavená z kvadratických prvkov SOLID 187 o veľkosti 5 mm pomocou metódy „*Patch conforming*“ následne bola generovaná sieť v kontakte pomocou príkazu „*Contact sizing*“ o veľkosti 1 mm. Takto regenerovaná sieť sa skladala z 642 957 prvkov.



Obr. 71 Výpočtová sieť tvarového spoja

Následne boli definované zaťaženia a väzby, aby čo najviac odpovedali reálnej prevádzke spojenia. Tvarový spoj vstupu do diferenciálu bol pre potreby statickej analýzy upevnený pomocou väzby „Fix“. Na voľný koniec protikusu bola aplikovaná väzba „Cylindrical support“, pričom bol obmedzený len radiálny pohyb. Axiálny a tangenciálny pohyb bol ponechaný ako voľný. Ďalej bola na dosadacie plochy pre skrutky aplikovaná sila o veľkosti 1000 N, ktorá reprezentuje skrutkové spojenie príruby. Na plochu medzi čelom príruby a voľným koncom bol aplikovaný záťažný moment M_z vypočítaný z rovnice 45.

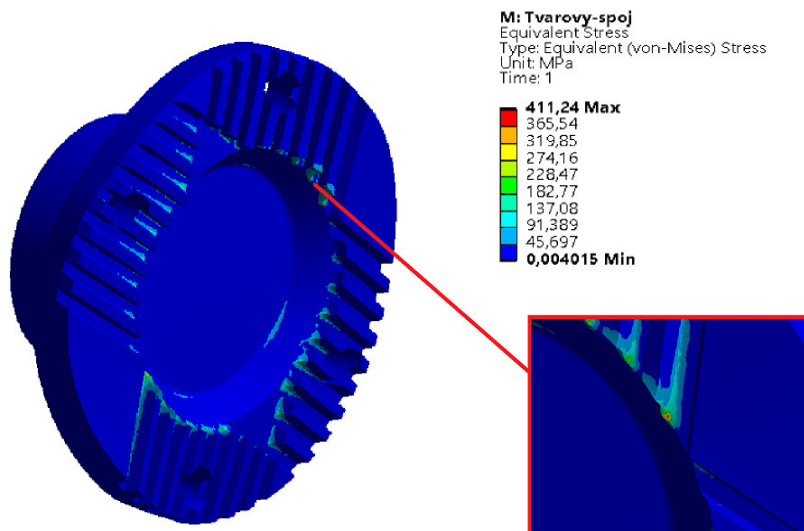


Obr. 72 Definované záťažné podmienky spojenia

VÝSLEDKY STATICKEJ ANALÝZY

Pevnostná analýza bola vykonaná na overenie, či počas prevádzky dielu dôjde k jeho porušeniu. K maximálnemu napätiu dochádza práve na tvarovom spoji vstupu do diferenciálu. Teoreticky by sa však dalo predpokladať, že daný tvarový spoj, dimenzovaný na prevádzku v záťažných podmienkach vozidla, vydrží aj zaťažovacie podmienky, ktoré nastanú počas prevádzky na testovacom stave. Tie sú nižšie, než skutočné prevádzkové a ich definovanie je popísané v kapitole 7.1.

K maximálnemu napätiu dochádza práve na tvarovom spoji. V záložke „Solution“ bolo nadefinované vykreslenie ekvivalentného napätia Von Mises, ktoré je inak známe pod pojmom redukované napätie HMM. Vypočítané redukované napätie malo hodnotu 411 MPa.



Obr. 73 Vykreslenie napätia na tvarovom spoji

Ako bolo uvedené v kapitole 7, materiál hriadele je 42CrMo4 podľa ČSN EN 10083-1 určenej ku zušľachtovaniu, ktorej vlastnosti sú uvedené v tabuľke 4. V zušľachtenom stave materiál dosahuje pri daných rozmeroch hriadeľa minimálnu medza klzu 650 MPa. [9], [27]

Pre bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti teda platí:

$$k_k = \frac{R_{e \min}}{\sigma_{red}}, \quad (45)$$

$$k_k = \frac{650}{411} = 1,58 > 1.$$

kde k_k je koeficient voči medznému stavu pružnosti [-], $R_{e \min}$ je medza klzu materiálu [MPa] a σ_{red} je redukované napätie [MPa].

Keďže koeficient bezpečnosti je väčší než 1, spojenie teda vyhovuje.

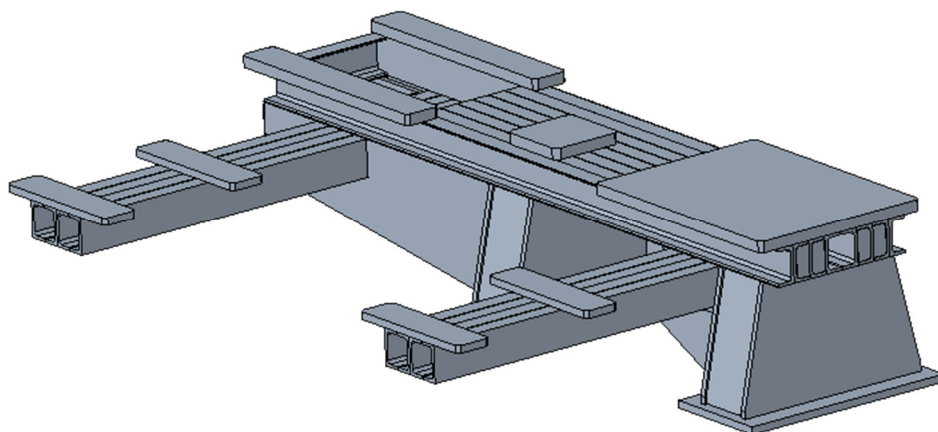
7.5.3 PODSTAVEC

Keďže podstavec bude spojený s relatívne rýchlo rotujúcimi dielmi, bolo nutné podrobiť ho modálnej analýze.

Výstupom vykonania modálnej analýzy sú tzv. modálne parametre systému a na ich základe je možné riešiť mnohé problémy vyvolané štrukturálnymi vibráciami, ktoré poskytujú riziká a obmedzenia pri návrhu súčastí. [36]

PRÍPRAVA GEOMETRICKÉHO MODELU

Pre účely modálnej analýzy bol v prostredí Creo Parametric vytvorený nový, zjednodušený model. Tento neobsahoval diery skrutkových spojení a zaoblení, pretože tieto zvyšujú výpočtovú náročnosť numerického modelu.



Obr. 74 Zjednodušený model podstavca

PRÍPRAVA MATERIÁLOVÉHO MODELU

Ako aj v prípade pevnostného výpočtu predpínacieho člena, spomenutého v predchádzajúcej kapitole, aj modálna analýza podstavca prebiehala v prostredí ANSYS Workbench, v tomto prípade však bola využitá záložka „Modal“.

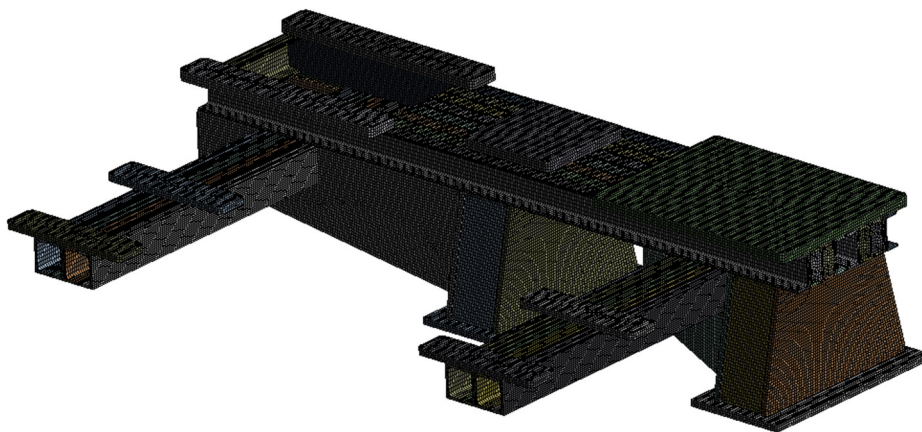
Keďže všetky diely testovacieho stavu budú vyrobené z ocele, bolo potrebné navoliť izotropný lineárne elastický materiálový model s parametrami:

- hustota: $\rho = 7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$;
- Youngov modul pružnosti: $E = 2\cdot 10^{11} \text{ Pa}$;
- Poissovo číslo: $\mu = 0,3$.

Vstupné parametre sú zhodné so vstupnými parametrami pre statickú analýzu, s dodatočným zadaním hustoty materiálu.

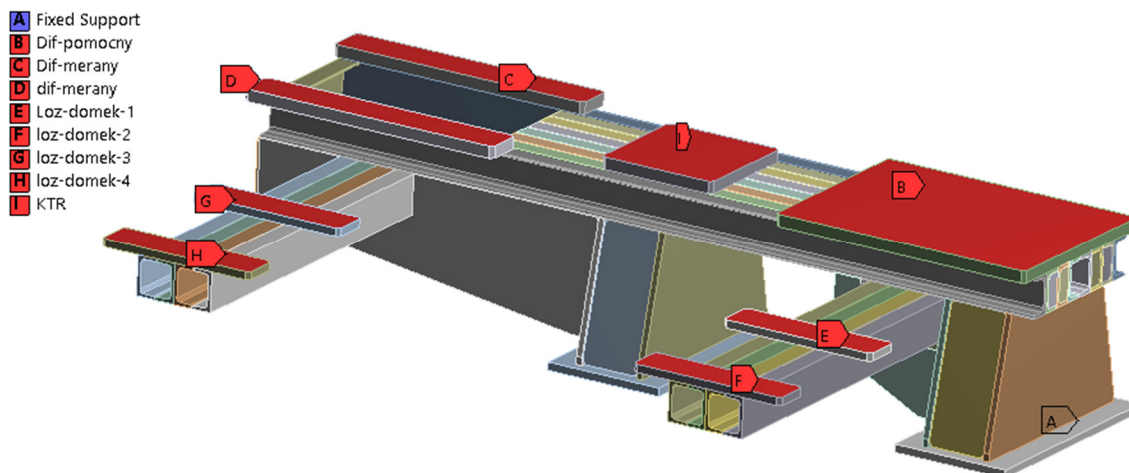
PRÍPRAVA NUMERICKÉHO MODELU

Keďže je podstavec tvorený z prevažne pravouhlých a platňových dielov, boli zvolené kvadratické prvky SOLID 186 o veľkosti prvku 8 mm. Táto veľkosť bola volená preto, pretože najtenší plech použitý v zostave má hrúbku práve 8 mm. Takto vytvorený model obsahuje 311 856 prvkov. Hľadaných bolo prvých 6 vlastných tvarov.



Obr. 75 Numerický model podstavca

Všetky kontakty v rámci zostavy podstavca boli definované ako pevné, označované ako „Bonded“. Ďalej boli na plochy, kde sa budú nachádzať ďalšie prvky zostavy, aplikované zaťaženia v forme „Distributed load“, pričom hmotnosť odpovedala hmotnosti danej podzostavy.



Obr. 76 Aplikovanie hmotností podzostáv na podstavec

Ďalší krok bol zadefinovanie zaväzbenia zostavy podstavca na upínaciu podložku a to pomocou väzby „Fixed“, ktorá bola aplikovaná na obe spodné plochy stojanových platní, ktorá je na obrázku označená ako väzba A.

VÝSLEDKY MODÁLNEJ ANALÝZY

Po vykonaní modálnej analýzy boli vykreslené vlastné tvary a frekvencie zoradené do tabuľky a porovnané s významnými hodnotami, ktorým bude testovací stav, respektíve jeho časti vystavené. Tieto tvary a frekvencie sú vyobrazené v tabuľke 8.

Tab. 8 Vypočítané vlastné frekvencie a tvary prvotného návrhu podstavca

1. vlastný tvar , $f = 36$ Hz	2. vlastný tvar, $f = 44$ Hz
3. vlastný tvar, $f = 58$ Hz	4. vlastný tvar, $f = 67$ Hz
5. vlastný tvar, $f = 94$ Hz	6. vlastný tvar, $f = 117$ Hz

Ako je zrejmé z tabuľky 8, kde sú uvedené najvyššie hodnoty krútiaceho momentu a výkonu pre jednotlivé prevodové stupne, týmto otáčkam je potrebné sa vyhnúť, keďže skúšky budú prebiehať práve v týchto frekvenciách. Tieto hodnoty sú uvedené v tabuľkách 9, 10 a 11.

Tabuľky 9 a 10 predstavujú maximálne hodnoty krútiaceho momentu, respektíve výkonu a ich priradenie k príslušným otáčkam pre všetky prevodové stupne. Tieto otáčky sú následne prevedené na frekvenciu.

Tabuľka 9 Hodnoty krútiaceho momentu a príslušných otáčok pre jednotlivé prevodové stupne

Rýchl. stupeň	1	2	3	4	5	6
Krút. moment [Nm]	2762	1613	1256	891	633	544
Otáčky _{vstup} [min ⁻¹]	469	804	1032	1455	2049	2385
Otáčky _{výstup} [min ⁻¹]	320	548	703	992	1397	1626
f _{vstup} [Hz]	8	13	17	24	34	40
f _{výstup} [Hz]	5	9	12	17	23	27

Tabuľka 10 Hodnoty výkonu a príslušných otáčok pre jednotlivé prevodové stupne

Rýchl. stupeň	1	2	3	4	5	6
Výkon [kW]	550	321	250	177	126	108
Otáčky _{vstup} [min ⁻¹]	733	1256	1612	2273	3201	3726
Otáčky _{výstup} [min ⁻¹]	500	856	1099	1549	2182	2540
f _{vstup} [Hz]	12	21	27	38	53	62
f _{výstup} [Hz]	8	14	18	26	36	42

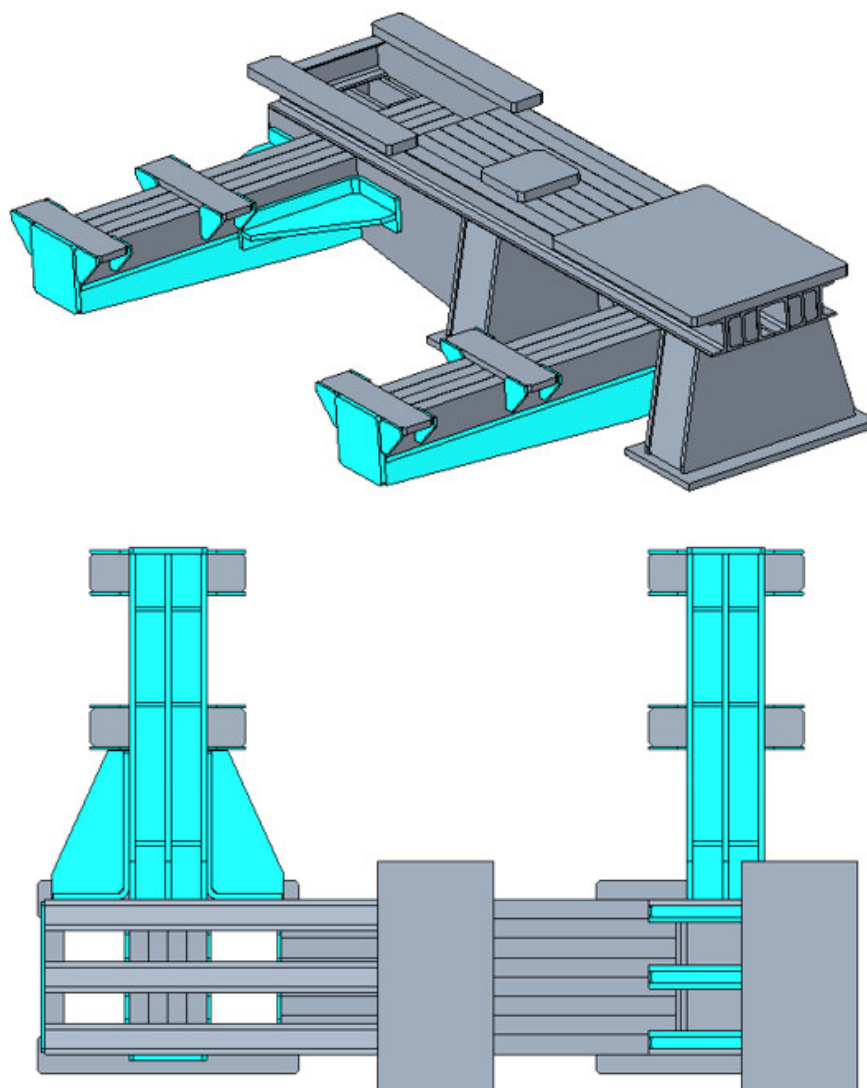
Tabuľka 11 Parametre vozidla pri jazde maximálnou rýchlosťou a ich prevod na frekvencie

Max. otáčky _{vstup} [min ⁻¹]	3500
Prev. pomer dif.	1,467
f _{3500RPM vstup} [Hz]	58
f _{3500RPM výstup} [Hz]	40

Z uvedených hodnôt vyplýva, že problémové sú vlastné frekvencie pre prvé 3 vlastné tvary. Najmä hodnota tretieho vlastného tvaru, ktorej frekvencia je zhodná s frekvenciou vstupného hriadeľa pri pohybe vozidla maximálnou rýchlosťou. Je teda zrejmé, že geometria podstavca musela byť upravená. Úprava zostavy je popísaná v nasledujúcej kapitole.

7.6 ÚPRAVA PODSTAVCA

Ako bolo spomenuté v predchádzajúcej kapitole, podstavec musel byť upravený. Boli pridané spevňujúce rebrá a rôzne výstuhy. Zároveň došlo ku skráteniu konzol výstupkov pre ložiskové jednotky o 100 mm. Spevnená zostava podstavca je znázornená na obrázku 77, pričom spevňujúce diely sú farebne odlíšené.



Obr. 77 Spevnená zostava podstavca ISO pohľad a pohľad odspodu

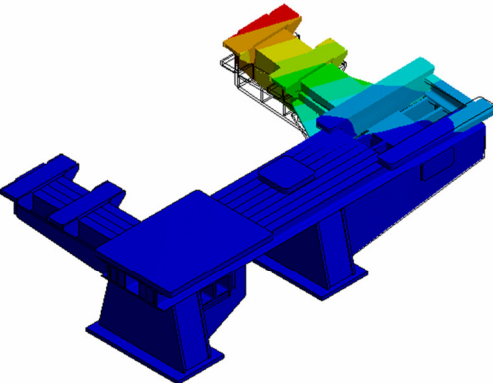
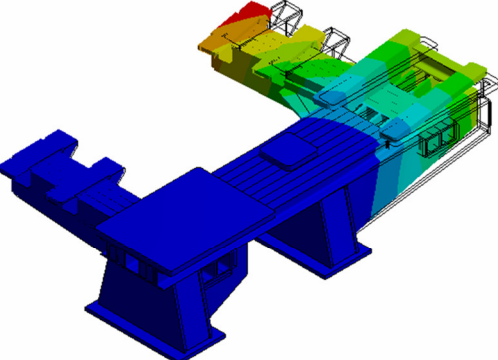
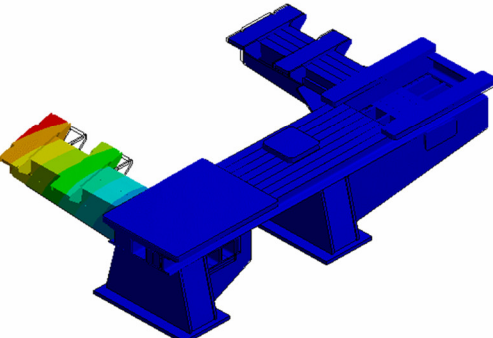
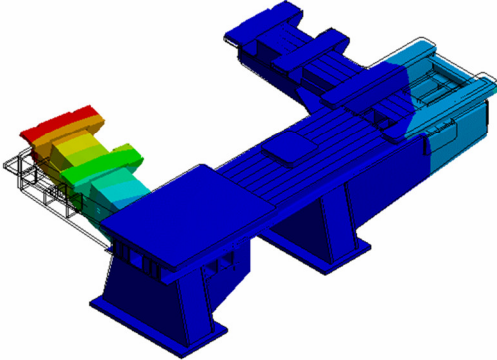
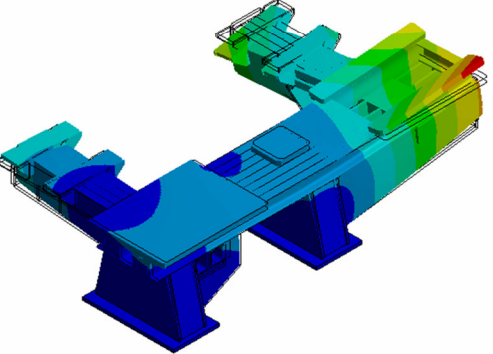
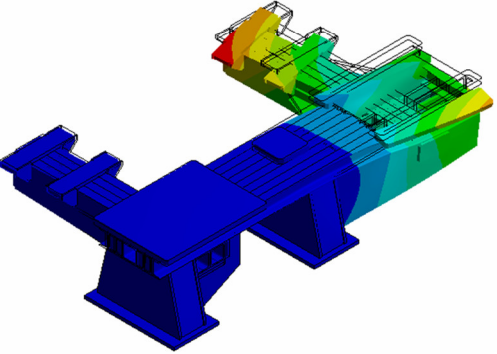
MODÁLNA ANALÝZA UPRAVENÉHO PODSTAVCA

Príprava materiálového a numerického modelu upravenej zostavy podstavca je identická s prípravou prvotného návrhu, preto ju nie je ďalej nutné popisovať.

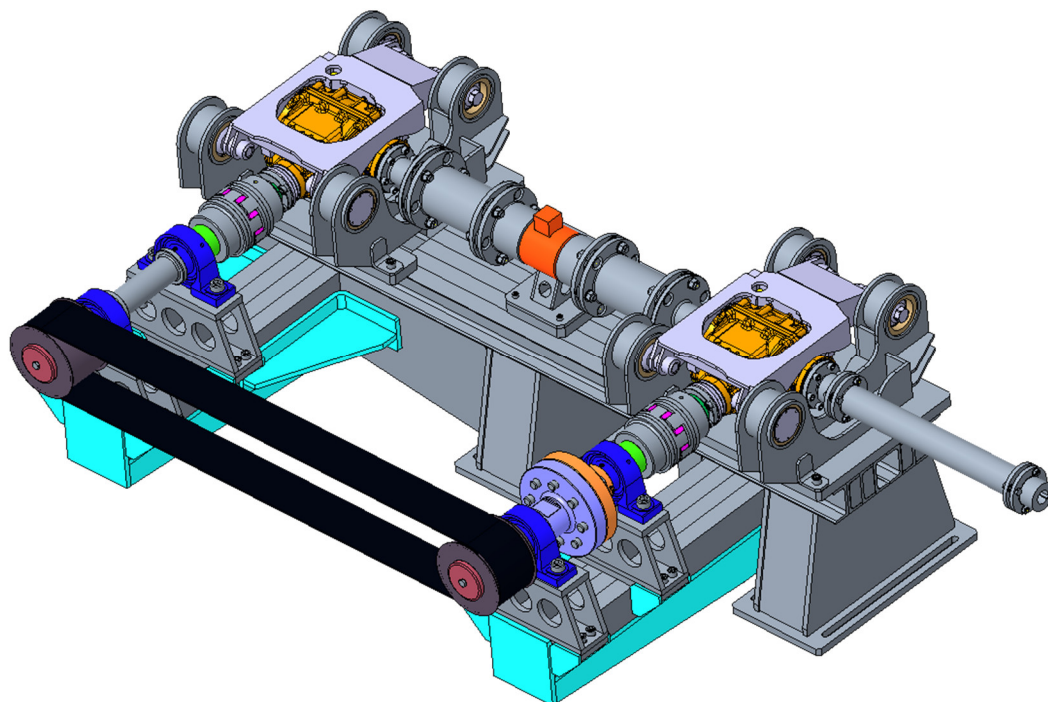
VÝSLEDKY MODÁLNEJ ANALÝZY SPEVNENÉHO PODSTAVCA

Po vykonaní modálnej analýzy boli vykreslené vlastné tvary a frekvencie zoradené do tabuľky a porovnané s významnými hodnotami, rovnako ako v prípade nespevneného podstavca. Vlastná tvary a frekvencie sú vedené v tabuľke 12.

Tabuľka 12 Vypočítané vlastné frekvencie a tvary prvotného návrhu podstavca

1. vlastný tvar , $f = 48\text{Hz}$ 	2. vlastný tvar, $f = 65\text{ Hz}$ 
3. vlastný tvar, $f = 82\text{ Hz}$ 	4. vlastný tvar, $f = 99\text{ Hz}$ 
5. vlastný tvar, $f = 115\text{ Hz}$ 	6. vlastný tvar, $f = 129\text{ Hz}$ 

Ako je možné vidieť v tabuľke 12, hodnotu prvej vlastnej frekvencie sa podarilo zdvihnúť z 36 Hz na 48 Hz. Cieľom úpravy geometrie stavu bolo zvýšenie vlastných frekvencií podstavca, čo bolo dosiahnuté. Hodnota druhej vlastnej frekvencie sa pohybuje na hodnote 65 Hz, táto hodnota je vyššia, než maximálne otáčky, ktorým bude testovací stav vystavený. Pri porovnaní týchto hodnôt s hodnotami v tabuľkách 9 až 11 je zrejmé, že úprava konštrukcie podstavca umožnila vyhnúť sa problémovým frekvenciám.



Obr. 78 Upravená zostava testovacieho stavu

Obrázok 78 znázorňuje zostavu testovacieho stavu so spevneným podstavcom. Jednotlivé podzostavy sú spojené pomocou skrutiek, aby bolo možné stav rozložiť a premiestniť za účelom vykonávania meraní na inom mieste, než bezdozvuková komora ÚADI.

ZÁVER

Všetky diely motorových vozidiel sú v dnešnej dobe optimalizované voči NVH parametrom, aby bolo zamedzené nežiadúcemu produkovaniu vibrácií a hluku, ktoré sú nielen nepríjemné pre posádku vozidla, ale môžu mať v krajných prípadoch za následok dokonca poškodenie strojných súčastí. Optimalizácia parametrov dnes prebieha už v štádiu vývoja dielov, kedy sú koncepty dielov podrobované množstvom simulácií s cieľom overiť dané pevnostné a aj už spomínané modálne vlastnosti. Vo veľa prípadoch nastane situácia, kedy sú pevnostné vlastnosti dielu akceptovateľné, avšak optimalizácia dielov musí naďalej prebiehať a to za účelom zlepšenia NVH charakteristík.

Sú však aj prípady, kedy sa NVH parametre nepodarí optimalizovať pomocou simulácií počas vývoja produktu. V týchto prípadoch je nutné pristúpiť k laboratórnemu testovaniu samotných dielov, ktoré zaisťuje opakovateľnosť meraní. Počas skúšania v laboratórnych podmienkach je dôležité správne nastaviť zaťažovacie podmienky, aby čo najviac odpovedali reálnej prevádzke vozidla. Takisto je dôležité správne danú súčasť upevniť, aby upevnenie čo najviac odpovedalo upevneniu časti vo vozidle. Inak by mohlo dôjsť ku skresleniu nameraných výsledkov. Na tieto účely slúžia jednotlivé testovacie stavy.

V práci je spracovaná stručná charakteristika jednotlivých skúšobných zariadení a ich základné črty. Následne je vypracovaný návrh testovacieho stavu pre testovanie NVH parametrov dodaného diferenciálu. Z dôvodu energetickej úspornosti bol zvolený stav s uzavretým silovým okruhom, ktorý bude umiestnený v bezdozvukovej komore ÚADI. Zvolená koncepcia testovacieho stavu pozostávala z dvoch diferenciálov spojených pomocou ozubeného remeňa.

Následne boli dimenzované zaťažovacie podmienky, ktoré mali simulovať prevádzkové podmienky, pri ktorých dochádzalo k výrazným NVH parametrom diferenciálu. Tie boli stanovené ako jazda plne naloženého vozidla maximálnou konštrukčnou rýchlosťou. Po prerátaní jednotlivých veličín bolo zistené, že kombinácia vysokého zaťažovacieho momentu a vysokých otáčok je z hľadiska prenosu výkonu pomocou ozubeného remeňa príliš vysoká na jeden remeň a výrobca použitie dvoch remeňov neodporúča. Keďže použitie remeňa bolo z hľadiska tlmenia rázov výhodné, bolo nutné zmeniť minimálne jednu okrajovú podmienku pri laboratórnom testovaní. Došlo teda k zníženiu veľkosti momentu na zhruba polovičnú hodnotu. Takisto došlo k poklesu maximálnych otáčok, ktoré charakterizovali maximálnu rýchlosť vozidla. K poklesu však došlo len do tej miery, aby ostala zachovaná maximálna rýchlosť vozidla. Vďaka tomuto kompromisu bolo možné použiť remeňové spojenie na uzavretie silového okruhu.

Na základe týchto informácií bol vytvorený koncept testovacieho stavu. Koncept mal mať dostatočnú pevnosť a vhodné modálne vlastnosti, aby nedochádzalo k už spomínanému skresľovaniu meraní. Práve modálne charakteristiky sa ukázali ako ďalší z problémov.

Prvý návrh testovacieho stavu bol vytvorený vzhľadom na čo najideálnejšie testovanie vibrácií a hluku. To znamená, že stav obsahoval len veľmi málo rovinných plôch a bol vytvorený ako predelová konštrukcia, tvorená jednotlivými modulmi, čo by zabezpečilo viac, než len jednoúčelovú aplikáciu. Po ukončení návrhu bol tento podrobený modálnej analýze, kde boli zistené vlastné tvary a frekvencie, ktorý sa prekrývali s otáčkovým rozsahom, pri ktorom mal byť diferenciál testovaný. Keď ani po úpravách konštrukcie tohto konceptu nedošlo k významnému zlepšeniu, bol vytvorený koncept s iným návrhovým prístupom.

Vďaka poznatkom získaným pri prvom návrhu, je druhý návrh tvorený jedným hlavným dielcom, ktorým je podstavec. Na podstavci sú následne pripevnené všetky ostatné dielce. Tento návrh pozostáva z využitia rovinných profilov, čo z hľadiska merania akustických parametrov nie je ideálne, avšak táto koncepcia je značne tuhšia, než prvotný návrh. Pre minimalizovanie negatívnych dopadov pri meraní akustiky je podstavec vybavený vybratím pod meraným diferenciálom, ktoré slúži k uloženiu absorpčného materiálu. Tento návrh vykazoval lepšie charakteristiky, než prvý a to už pri prvej modálnej analýze. Postupnými úpravami geometrie podstavca boli dosiahnuté hodnoty vlastných frekvencií, ktoré ležia významných bodov otáčkovej charakteristiky vozidla, pričom prvú hodnotu vlastnej frekvencie sa podarilo zdvihnúť z 36 Hz na 48 Hz a druhú z 44 Hz až na 65 Hz.

Prvotným zámerom pri modálnej analýze bolo zdvihnúť hodnoty vlastných frekvencií nad 70 Hz, čo predstavovalo pomyselnú bezpečnú hranicu. Samotná koncepcia stavu a s tým spojené rozmery, však znemožňovali upevnenie stavu na upínaciu dosku v plnej dĺžke. Tým pádom na podstavci vznikli dva na seba kolmé voľné konce, ktoré sú náchylné na kmitanie, nielen vo vertikálnom, ale aj v horizontálnom smere. Z tohto dôvodu bola geometria podstavca optimalizovaná pridaním rebier a samotným skrátením. Tým došlo k dostatočnému navýšeniu vlastných frekvencií, ktoré už ležia mimo otáčkový rozsah skúšky.

Ďalším významným dielom testovacieho stavu je predpínací člen. Samotný princíp fungovania diferenciálu znemožňoval vnášanie predpínacieho momentu do okruhu inak, než natočením dvoch súosových prírub. Z dôvodu vysokých požadovaných otáčok na vstupe do diferenciálu bol zvolený čleň, ktorý vytvára predpätia manuálnym presadením prírub a ich následným vzájomným zaistením pomocou špeciálnych, vysokopevnostných skrutiek. Jeden diel predpínacieho člena obsahuje 8 závitových dier M24 a druhý diel obsahuje 4 drážky. Tento pomer je volený z dôvodu zaistenia istej variability pri predpínaní, keďže z hľadiska výrobných tolerancií a tlmeniu pružných spojok je hodnota požadovaného natočenia závislá z prípadu na prípad. Samotné predopnutie bude realizované pomocou kľúča, resp. vhodného prípravku.

Vďaka zisteniam a výsledkom tejto diplomovej práce je možné zostaviť testovací stav, na ktorom bude možné vykonávať skúšky pre laboratórne stanovenie NVH parametrov dodaného diferenciálu.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: Wiley, 2014. Automotive series (Wiley). ISBN 978-1-118-35941-9.
- [2] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. ISBN 80-214-3060-5.
- [3] BARTOŠOVÁ, Daniela. *CHYBA PŘEVODU U ČELNÍHO OZUBENÍ S PŘÍMÝMI ZUBY*. Brno, 2018. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Kamil Řehák.
- [4] THARMAKULASINGAM, Raul. Transmission Error in Spur Gears: Static and Dynamic Finite-Element Modeling and Design Optimization. Brunel University, 2009. Disertace. School of Engineering and Design.
- [5] PETRÁK, Peter. *Hluk a vibrácie v dopravnej technike*. 1. Slovenská technická univerzita v Bratislave: Nakladateľstvo STU, 2015. ISBN 978-80-227-4499-7.
- [6] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, říditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. Brno: Vlk, 2001, 576 s. : il. ; 23 cm. ISBN 80-238-6573-0.
- [7] DYNBYL, Vojtěch. *Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009, 152 stran : ilustrace (převážně barevné). ISBN 978-80-01-04325-7.
- [8] KAPLAN, Zdeněk. Přednáška k předmětu Převodová ústrojí motorových vozidel Převodová ústrojí motorových vozidel. Brno, 2019.
- [9] OTÍPKA, Václav. Konstrukční návrh zkušebního stavu s uzavřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí. Brno, 2017. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [10] CSÉMI, András. *Diferenciály osobních automobilů*. Brno, 2017. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.
- [11] ANDRLÍK, Ladislav. *Diferenciál HPV*. Brno, 2017. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.
- [12] KAPLAN, Zdeněk. *Přednáška k předmětu Převodová ústrojí motorových vozidel Stálý převod*. Brno, 2019.
- [13] KAPLAN, Zdeněk. *Přednáška k předmětu Převodová ústrojí motorových vozidel Diferenciály*. Brno, 2019.
- [14] BENDA, Matouš. *Metody snižování hluku převodových ústrojí*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016.

- [15] ZUBÍK, Martin. *Řešení vibrací pohonné jednotky s využitím výpočtového modelování*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [16] *ISO 2041 : 2018: Mechanical vibration, shock and condition monitoring*. 4. vydanie. New Delhi: International Organization for Standardization, 2018.
- [17] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 400 s. : il. ; 21 cm. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [18] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s. : il., čb. fot., tabulky, grafy. ISBN 80-901936-2-5.
- [19] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012 [cit. 2020-08-24]. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [20] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901-9361-7.
- [21] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. *Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu*. Praha: BEN, 2006, 406 s. : il. ISBN 80-7300-158-6 .
- [22] RANDALL, Robert B. A history of cepstrum analysis and its application to mechanical problems. *Mechanical Systems and Signal Processing* [online]. 2017, **97**, 3-19 [cit. 2020-08-24]. DOI: 10.1016/j.ymsp.2016.12.026. ISSN 08883270. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0888327016305556>
- [23] Brüel & Kjær: TYPE 4189. *Brüel & Kjær* [online]. Nærum DeN.mark: Brüel & Kjær [cit. 2020-08-23]. Dostupné z: <https://www.bksv.com>
- [24] LASOTA, Martin. *Aplikace bezdozvukových komor*. Brno, 2014. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [25] Nelegovaná ocel obvyklých vlastností. *Techportal* [online]. [cit. 2020-09-08]. Dostupné z: <https://www.techportal.cz>
- [26] *Ferona* [online]. Praha [cit. 2020-08-27]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/24502/profil-u-valcovany-za-tepla-51>
- [27] Bolzano. : *Porovnání podle ČSN s ocelmi podle norem EN* [online]. Kladno, 2020 [cit. 2020-08-27]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_42CrMo4.pdf
- [28] BAUER, František. *Přednáška k předmětu Traktory*. Brno, 2019.
- [29] TYMA CZ, S.R.O. *Řemeny, převody a dopravní pásy Všechna práva vyhrazena.: Jaká je účinnost řemenových převodů?* [online]. [cit. 2020-09-10]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/technicke-informace/caste-dotazy/ucinnost-remenu/>

- [30] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [31] *Haberkorn* [online]. Mokré Lazce [cit. 2020-08-27]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/sk/ozubeny-remen-nekonecny-poly-chain-carbon-volt-14mgtv-ozubeny-remen-nekonecny-poly-chain-carbon-volt-14mgtv-1-62.html>
- [32] *NTN-SNR* [online]. 2020 [cit. 2020-08-27]. Dostupné z: <https://eshop.ntn-snr.com/en/UCP-214-2249648.html>
- [33] *KTR* [online]. KTR Systems, 2020 [cit. 2020-08-27]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/en/products>
- [34] *KTR 3D-SpaceCenter* [online]. 2020 [cit. 2020-08-27]. Dostupné z: https://onlinetools.ktr.com/3dweb/ktr_3dspace.php?ID=c6df2fb4e41570ec0662ddd98b846fa9&LA=EN
- [35] *Briol: Utahovací momenty šroubů* [online]. [cit. 2020-09-06]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [36] BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2758-2.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

ASD		Automatic Slip Control Differential (samočinný samosvorný diferenciál)
CAD		Computer Aided Design (počítačovo podporované konštruovanie)
DFT		Direct Fourier Transformation (priama Fourierova transformácia)
DIT		Decimation in Time (algoritmus decimovania v čase)
ESD		Electronic Slip Control Differential
FFT		Fast Fourier Transformation (rýchla Fourierova transformácia)
IEPE		Integrated Electronics Piezo Electric (piezoelektrický so vstavanou elektronikou)
KTE		Kinematic Transmission Error (kinematická chyba prevodu)
LSD		Limited Slip Differential (diferenciál s obmedzeným preklzom)
MKP		metóda konečných prvkov
MTE		Manufacture Transission Error (výrobná chyba prevodu)
NVH		Noise Vibration and Harshness (hluk, vibrácie a drsnosť)
PE		Piezo Electric (piezoelektrické)
STE		Static Transmission Error (statická chyba prevodu)
STEP		Standard for the Exchange of Product Data
TE		Transmission Error (chyba prevodu)
TorSen		Torque Sensing (samosvorný diferenciál citlivý na zmenu momentu)
ÚADI		Ústav Automobilního a Dopravního Inženýrství
TE	[m]	chyba prevodu
a	[m·s ⁻²]	zrýchlenie harmonického kmitania
a_0	[m·s ⁻²]	amplitúda zrýchlenia harmonického kmitania
a_{ef}	[m·s ⁻²]	efektívne zrýchlenie vlnenia
a_n	[-]	Fourierov spektrálny koeficient
b_n	[-]	Fourierov spektrálny koeficient

c	[kN]	dynamická únosnosť ložiska
c_0	[m·s ⁻¹]	rýchlosť šírenia zvuku vo vzduchu
c_0	[kN]	statická únosnosť ložiska
c_n	[-]	Fourierov koeficient s významom amplitúdy
E	[Pa]	Youngov modul pružnosti
F	[N]	sila
f_z	[Hz]	zubová frekvencia
$f_{z\text{ pastorka}}$	[Hz]	zubová frekvencia pastorka diferenciálu
I	[W·m ⁻²]	intenzita
I_0	[W·m ⁻²]	referenčná hodnota akustickej intenzity
i_{dif}	[-]	prevodový pomer diferenciálu
$i_{náb}$	[-]	prevodový pomer náboja koleša
k	[-]	počet ložísk v diferenciály
k_k	[-]	bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti
k_s	[-]	bezpečnosť spojenia
L	[dB]	hladina akustického tlaku
$l_{\check{c}}$	[mm]	činná dĺžka pera
L_I	[dB]	hladina akustickej intenzity
L_P	[dB]	hladina akustického výkonu
M	N·m	krútiaci moment
m	[kg]	hmotnosť
m	[-]	počet kužeľových ozubených kolies v diferenciály
M_p	[N·m]	prenášaný krútiaci moment
M_r	[N·m]	reakčný moment
M_z	[N·m]	záťažný moment
$M_{Z\text{ MAX}}$	[N·m]	maximálny záťažný moment

$M_{z\ vstupa}$	[N·m]	záťažný moment na vstupe do diferenciálu
n	[min ⁻¹]	otáčky
N	[-]	počet časovacích vzoriek
n	[-]	počet čelných ozubených kolies v diferenciály
n_{dif}	[min ⁻¹]	otáčky diferenciálu
p	[-]	počet ložiskových jednotiek
P	[W]	výkon
P	[W]	akustický výkon
P	[-]	vektor polarizácie
p_0	[Pa]	referenčná hodnota akustického tlaku
P_0	[W]	referenčná hodnota akustického výkonu
p_a	[Pa]	akustický tlak
p_b	[Pa]	barometrický tlak
p_D	[MPa]	maximálny dovolený tlak
p_{ef}	[Pa]	efektívna hodnota akustického tlaku
p_p	[MPa]	kontrolný tlak medzi bokom drážky a tesným perom
P_{sc}	[W]	celkový stratový výkon
Q	[C]	elektrický náboj
r	[m]	polomer
R	[m]	polomer otáčania
R	[m]	polomer ozubeného kolesa
r	[m]	polomer kolesa
Re	[MPa]	medza klzu
s	[m]	dráha
S	[m ²]	plocha
t	[s]	čas

T	[s ⁻¹]	perióda
t_l	[mm]	hĺbka drážky v náboji
v	[m·s ⁻¹]	obvodová rýchlosť
v	[m·s ⁻¹]	rýchlosť harmonického vlnenia
v	[m·s ⁻¹]	rýchlosť vozidla
v_0	[m·s ⁻¹]	amplitúda rýchlosti harmonického vlnenia
v_{ef}	[m·s ⁻¹]	efektívna rýchlosť vlnenia
x_k	[m]	časový priebeh výchylky
y	[m]	výchylka harmonického kmitania
y_0	[m]	amplitúda výchylky vlnenia
z	[-]	počet zubov
η_c	[-]	celková účinnosť
η_{ϵ_0}	[-]	účinnosť čelného ozubenia
η_{dif}	[-]	účinnosť diferenciálu
η_{ko}	[-]	účinnosť kužeľového ozubenia
η_l	[-]	účinnosť ložísk
η_{ij}	[-]	účinnosť ložiskových jednotiek
η_{rem}	[-]	účinnosť remeňa
θ	[rad]	uhol natočenia
θ_{real}	[rad]	skutočný uhol natočenia
θ_{teor}	[rad]	teoretický uhol natočenia
μ	[-]	súčiniteľ adhézie
μ	[-]	Poissovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota materiálu
ρ_0	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
σ_{red}	[MPa]	redukované napätie

τ	[s]	čas
φ	[-]	fázový posun
Φ_n	[-]	Fourierov koeficient s významom fázy
ω	[rad·s ⁻¹]	uhlová rýchlosť
ω	s ⁻¹	uhlový kmitočet
ω	[rad·s ⁻¹]	budiaca uhlová frekvencia

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1	Kusovník	BOM-01 Testovací stav
Príloha 2	Kusovník	BOM-02 Podstavec
Príloha 3	Kusovník	BOM-03 Držiak merača momentu
Príloha 4	Kusovník	BOM-04 Držiak ložiskovej jednotky
Príloha 5	Kusovník	BOM-05 Predpínací člen
Príloha 6	Kusovník	BOM-06 Uchytenie diferenciálu
Príloha 7	Kusovník	BOM-07 Ľavá strana uchytenia diferenciálu
Príloha 8	Kusovník	BOM-08 Pravá strana uchytenia diferenciálu
Príloha 9	Obrobok	OBR-01 Obrobok remenice
Príloha 10	Výrobok	VYR-01 Predpínací člen č. 1
Príloha 11	Výrobok	VYR-02 Predpínací člen č. 2
Príloha 12	Výrobok	VYR-03 Dlhý hriadeľ
Príloha 13	Výrobok	VYR-04 Tvarový spoj
Príloha 14	Výrobok	VYR-05 Príruba RADEX
Príloha 15	Výrobok	VYR-06 Hriadeľ výkonového vstupu
Príloha 16	Výrobok	VYR-07 Vymedzovací krúžok diferenciálu
Príloha 17	Výrobok	VYR-08 Vymedzovací krúžok ložiska
Príloha 18	Výrobok	VYR-09 Poistná podložka remenice
Príloha 19	Zvarenec	ZVA-01 Zvarenec podstavca
Príloha 20	Zvarenec	ZVA-02 Držiak merača momentu
Príloha 21	Zvarenec	ZVA-03 Držiak ložiskovej jednotky
Príloha 22	Zvarenec	ZVA-04-05 Uchytenie diferenciálu