

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOLEJOVÝCH VOZIDEL



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Nástroj pro první návrh EV převodovky

Tool for the first proposal of EV gearbox

AUTOR: Maroš Kováč

STUDIJNÍ PROGRAM: Teoretický základ strojího inženýrství

VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kováč** Jméno: **Maroš** Osobní číslo: **452803**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Nástroj pro první návrh EV převodovky

Název bakalářské práce anglicky:

Tool for the first proposal of EV gearbox

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši převodovek elektromobilů. Navrhněte nástroj (nejvhodněji v MS Excel) pro rychlý předběžný návrh jedno- a dvoustupňové hřídelové převodovky. Ze zadaných vstupních parametrů vypočítejte základní rozměry ozubení, reakce v ložiskách a statickou kontrolu hřídelů. Pro nakupované díly doplňte předběžnou cenovou kalkulaci.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som túto prácu vypracoval samostatne a s použitím prameňov a literatúry uvedenej v zozname.

V Prahe dňa 11. 6. 2018

.....

Podpis

Abstrakt

Táto práca sa zaoberá vytvorením nástroja v programe Microsoft Excel pre prvý návrh prevodoviek, používaných v elektromobiloch. Účelom nástroja je urýchliť návrh a vývoj prevodoviek. Obsahom teoretickej časti je rešerš o elektrických pohonoch a prevodovkách používaných v elektrických autách, z ktorých sú následne vybrané 3 typy, s ktorými nástroj pracuje. Hlavná časť práce je venovaná návrhu prevodoviek pre zadané vstupné parametre, pri ktorom je detailnejšie vysvetlené fungovanie nástroja. Záverečná kapitola porovnáva vypočítané hodnoty.

Kľúčové slová: jednostupňová prevodovka, ozubené kolesá, Microsoft Excel

Abstract

This thesis deals with creating a Microsoft Excel tool for the first proposal of gearboxes used in electric cars. The purpose of the tool is to accelerate the proposal and development of gearboxes. The content of the theoretical part is the research of electric powertrains and gearboxes used in electric cars. Based on results of the research, three types of gearboxes for the tool are chosen. The main part of the work describes the proposal of gearboxes for the entered input parameters, which explains the operation of the tool. The final chapter compares results.

Key words: single stage gearbox, helical gears, Microsoft Excel.

Pod'akovanie

Chcel by som predovšetkým pod'akovať pani doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenovej za jej odborné vedenie, podnetné rady a prejavenu trpezlivosť. Ďalej by som rád pod'akoval spoločnosti MBtech Bohemia za možnosť pracovať na zaujímavej bakalárskej práci a pomoc pri vypracovávaní praktickej časti.

OBSAH

ÚVOD.....	8
1 TEORETICKÁ ČASŤ	9
1.1 ELEKTRICKÉ POHONY	9
1.2 ELEKTROMOTORY.....	10
1.2.1 ASYNCHRÓNNY MOTOR	10
1.2.2 SYNCHRÓNNY MOTOR S PERMANENTNÝMI MAGNETMI	10
1.3 PREVODOVKY	11
1.3.1 ROZDELENIE PREVODOVIEK.....	11
1.3.2 PREVODOVKY POUŽÍVANÉ V ELEKTROMOBILOCH	13
1.3.2.1 DVOJHRIADEĽOVÉ PREVODOVKY	13
1.3.2.2 TROJHRIADEĽOVÉ PREVODOVKY	14
1.3.2.3 PLANETOVÁ PREVODOVKA.....	15
2 PRAKTICKÁ ČASŤ	17
2.1 ZÁKLADNÉ PARAMETRE	17
2.2 VÝBER TYPU PREVODOVKY PRE NÁSTROJ.....	17
2.3 VSTUPNÉ PARAMETRE	18
2.4 PREVODOVÝ POMER A POČTY ZUBOV.....	19
2.5 KRÚTIACE MOMENTY NA JEDNOLIVÝCH HRIADEĽOCH	19
2.6 GEOMETRIA OZUBENIA.....	20
2.7 MATERIÁL OZUBENÝCH KOLIES	23
2.8 SILY V OZUBENÍ	23
2.9 VÝPOČET MINIMÁLNYCH PRIEMEROV HRIADEĽOV.....	25
2.10 PREDBEŽNÝ NÁVRCH LOŽÍSK.....	25
2.10.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽÍSK.....	26

2.11	VÝPOČET REAKCIÍ NA HRIADEĽOCH V LOŽISKÁCH	27
2.11.1	REAKCIE NA VSTUPNOM HRIADELI.....	27
2.11.2	REAKCIE NA PREDLOHOVOM HRIADELI.....	28
2.11.3	REAKCIE NA VÝSTUPNOM HRIADELI.....	30
2.12	PEVNOSTNÁ KONTROLA HRIADEĽOV.....	32
2.12.1	STATICKÁ KONTROLA HRIADEĽOV.....	32
2.12.1.1	VSTUPNÝ HRIADEĽ	32
2.12.1.2	PREDLOHOVÝ HRIADEĽ	33
2.12.1.3	VÝSTUPNÝ HRIADEĽ	34
2.13	KONTROLA OZUBENIA.....	34
2.13.1	SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V DOTYKU.....	34
2.13.2	SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V OHYBE	36
2.14	POČTY DIELOV A PREDBEŽNÁ CENOVÁ KALKULÁCIA.....	37
	ZÁVER	39
	ZOZNAM ZDROJOV.....	41
	ZOZNAM OBRÁZKOV	43
	ZOZNAM TABULIEK.....	44
	ZOZNAM PRÍLOH	45

ÚVOD

V dnešnej dobe sa čoraz častejšie stretávame s pojmom elektromobil. Automobil s elektrickým pohonom však nie je žiadnou novinkou. Prvý elektromobil bol vyrobený už v roku 1884, no popularitu dosahujú až na prelome tisícročí. Produkcia sa vďaka dotáciám rapídne zvyšuje. Pomaly každá automobilka má v ponuke elektromobil, prípadne hybrid. S rastúcou výrobou sú kladené vyššie nároky na vývoj elektrických pohonov – elektromotorov, prevodoviek, batérií. Pozornosť sa zameriava aj na zjednodušovanie a celkovú efektívnosť vývoja.

Tieto dôvody umožňujú vznik práce, ktorej cieľom je vytvoriť nástroj v prostredí MS Excel, pre urýchlenie návrhu prevodoviek v elektromobile. Výhodou takéhoto programu, je jeho univerzálnosť (MS Excel) vďaka čomu ho môžeme používať na akomkoľvek PC. Hlavným benefitom je však čas, ktorý nástroj ušetrí výpočtovému tímu, pri návrhu a prvotnom výpočte prevodoviek používaných v elektromobiloch. Práve zrýchlenie návrhu a teda celkové efektívnosť, bola hlavnou požiadavkou zadávateľa práce.

Počiatkové kapitoly práce (teoretická časť) budú obsahovať prehľad elektrických pohonov a hlavne zhrnutie a popis typov prevodoviek, používaných v elektromobiloch. Na základe výsledkov z teoretickej časti a porovnaní výhod a nevýhod jednotlivých typov prevodoviek, vyberieme vhodné varianty s ktorými bude nástroj pracovať.

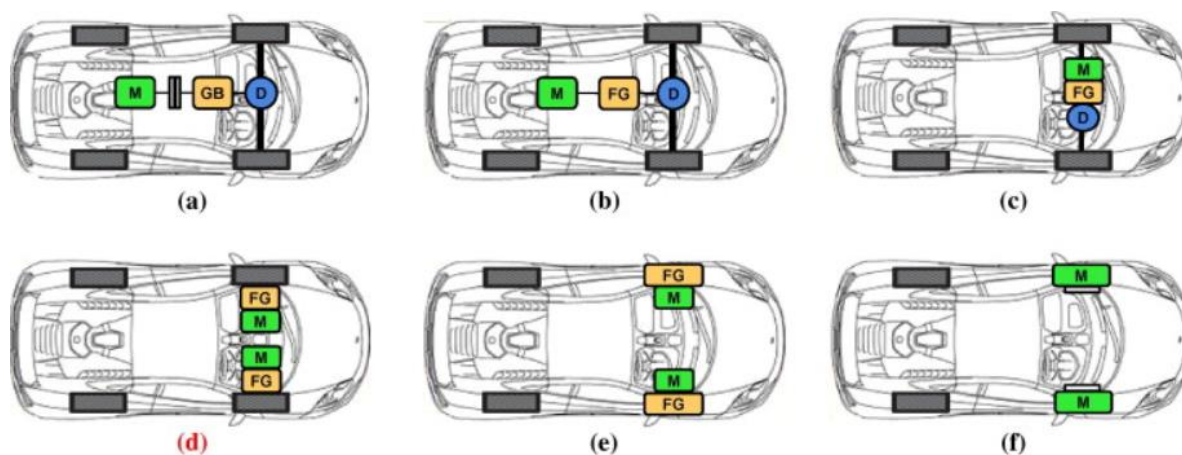
Praktická časť práce obsahuje vzorový výpočet vybraných variant prevodoviek. Na začiatku musíme vybrať hodnoty, pomocou ktorých sa bude testovať nástroj. Prvými krokmi bude návrh prevodového pomeru, výpočet počtu zubov a výpočet základnej geometrie ozubenia. Nasledovať bude vyriešenie silových pomerov v ozubení, z ktorých budú dopočítané reakcie v uloženiach. Pre vypočítané hodnoty prevedieme pevnostnú kontrolu hriadeľov a výpočet bezpečnosti ozubenia na dotyk a ohyb. Na záver uvedieme predbežnú cenovú kalkuláciu pre použité diely v prevodovkách.

V závere práce zhodnotíme celkovú funkčnosť programu. Porovnáme nástrojom vypočítané hodnoty pre všetky varianty prevodoviek, podľa ktorých zhrnieme výhody a nevýhody jednotlivých usporiadaní.

1 TEORETICKÁ ČASŤ

1.1 ELEKTRICKÉ POHONY

Medzi hnacie ústrojenstvo zaraďujeme všetky časti pohonu, ktoré sa zúčastňujú na prenose výkonu na poháňané kolesá. V elektromobile (EV) je toto ústrojenstvo zložené, podobne ako pri vozidle so spaľovacím motorom, z motoru, hnacích hriadeľov, prevodovky a diferenciálu. Rozdiely sú v motore, používa sa elektromotor namiesto spaľovacieho motora, a v prevodovke. Funkciou prevodovky v tomto type pohonu je len redukcia otáčok elektromotora, pretože jej účelom nie je udržiavanie otáčok v pásme, kde je momentová charakteristika vyhovujúca pre pohon vozidla. Väčšina výrobcov elektrických áut používa jednostupňovú prevodovku. Z tohto dôvodu sa v hnacom ústrojenstve nenachádza klasická spojka, ktorú nájdeme vo vozidlách so spaľovacím motorom, čím sa celé ústrojenstvo značne zjednodušuje. Hlavné časti čisto elektrického pohonu sú zdroj energie, elektromotor, prevodovka a elektronika, vid' Obr. 1. Zdrojom energie pre motor sú batérie, do ktorých je energia dodávaná z elektrickej siete, pomocou rýchlo-nabíjačiek alebo tzv. rekuperáciou pri brzdení vozidla. Výhodou tohto typu pohonu je menší počet pohyblivých dielov, tým pádom aj vyššia spoľahlivosť oproti pohonom so spaľovacím motorom. [1]



Obr. 1 - Usporiadanie hnacieho ústrojenstva pre elektromobily, M – elektromotor, D – diferenciál, FG – prevodovka [2]

1.2 ELEKTROMOTORY

Elektromotor je elektrický stroj, ktorý slúži na premenu elektrickej energie na mechanickú. Funkcia je založená na princípe silových účinkov magnetického poľa. V súčasnosti je najviac používaný typ elektromotoru v elektrických vozidlách synchronný motor s permanentnými magnetmi. Medzi výnimky patrila do nedávnej doby aj automobilka Tesla, ktorá používala vo svojich modeloch asynchronný indukčný elektromotor. Najnovšia Tesla Model 3 však už používa synchronný motor s permanentnými magnetmi, ktorý je lacnejší a efektívnejší. Čoraz viac používanější sa stáva aj elektromotor s permanentnými magnetmi uložený v nábojoch kolies. Toto riešenie má viacero výhod. Medzi hlavné patrí značná úspora priestoru a zrušená mechanická väzba medzi klasickým motorom. Takáto koncepcia má aj svoje nevýhody. Hoci sú elektromotory mimoriadne kompaktné majú vysokú hmotnosť. A to nie je dobrá správa pre jazdné vlastnosti, pretože tým výrazne rastie hmotnosť neodpružených hmôt. [3]

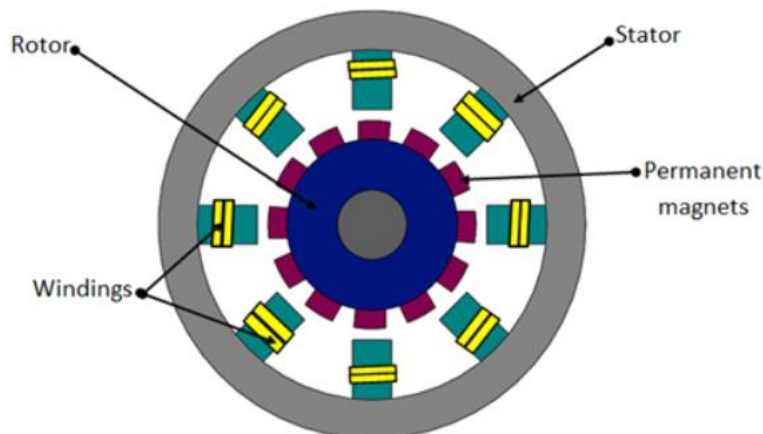
1.2.1 ASYNCHRÓNNY MOTOR

Asynchronný elektromotor je točivý elektrický stroj, pracujúci na striedavý prúd. Označenie asynchronný nesie pretože rotor sa neotáča rovnakými otáčkami ako vytvorené magnetické pole v statore. Tento posun je kľúčový, pre správne fungovanie motora. Hlavnou výhodou tohto typu elektromotora je celková jednoduchosť, s ktorou súvisí aj nízka výrobná cena, malé prevádzkové náklady a veľmi dobrá spoľahlivosť. V automobilovom priemysle je výhodou aj nízka hladina generovaného hluku a malé vibrácie. Na druhej strane, tento motor dosahuje nižšiu účinnosť, zvyčajne 85-95%, ako iné typy elektromotorov. Taktiež kvôli zmene otáčok respektíve točivého momentu je potrebné podstúpiť pomerne zložitý proces, čo predstavuje veľkú nevýhodu v elektromobiloch, v ktorých je častá zmena otáčok samozrejmosťou. [4]

1.2.2 SYNCHRÓNNY MOTOR S PERMANENTNÝMI MAGNETMI

Synchronný motor s permanentnými magnetmi, vid' Obr. 2, je, rovnako ako asynchronný motor, elektrický stroj, ktorého trojfázové vinutie statora je napájané striedavým prúdom z meniča. Permanentné magnety sú namontované priamo v rotore. Polia týchto magnetov sú konštantné a nepodliehajú poruche s výnimkou extrémnych prípadov spojených s demagnetizáciou pri prehriatí. Tento typ elektromotoru má radu výhod, kvôli ktorým je značne rozšírený v automobilovom priemysle. Zásadnými z nich, je vysoká účinnosť v širokom pásme otáčok pri zaťažení a schopnosť generovať točivý moment pri

nulových otáčkach. To je užitočná vlastnosť pri aplikácii motora vo vozidle. Konštrukčnou výhodou sú tiež menšie rozmery a hmotnosť pri zachovaní rovnakého výkonu oproti asynchrónnemu motoru. Hlavnou nevýhodou je vysoká zriaďovacia cena a vyššie náklady na údržbu. Navyše tento systém si vyžaduje použitie samostatnej riadiacej jednotky. [5]



Obr. 2 - Synchronný elektromotor s permanentnými magnetmi [6]

1.3 PREVODOVKY

Prevodovka je neoddeliteľnou súčasťou každého automobilu. Slúži k premene otáčok, krútiaceho momentu a výkonu medzi hnacím a hnaným strojom. Základnou funkciou prevodovky vo vozidle so spaľovacím motorom je prispôbovanie malého rozsahu otáčok a krútiaceho momentu motora väčšiemu rozsahu rýchlostí a hnacích síl vozidla. Umožňuje pracovať spaľovaciemu motoru vo vysokých otáčkach, pri ktorých má plný výkon, bez ohľadu na rýchlosť jazdy. Okrem toho musí prevodovka plniť aj ďalšie úlohy. Jednou z nich je umožniť vozidlu spätný chod – cúvanie, prípadne voľný chod motora pri státi na mieste. V elektromobiloch je funkcia prevodovky jednoduchšia. Elektromotory používané v automobilovom priemysle, na rozdiel od spaľovacích motorov, dosahujú maximálny krútiaci moment už pri prvejotáčke. Z tohto dôvodu nie je nutné prispôbovať otáčky motora a teda odpadá potreba prevodových stupňov. Prevodovka v EV aute slúži k zmenšovaniu (redukovaniu) vysokých otáčok elektromotora na menšie otáčky kolies vozidla. Obvykle má konštantný prevodový pomer.

1.3.1 ROZDELENIE PREVODOVIEK

Prevodovky môžeme deliť podľa viacerých kritérií. Bud' podľa konštrukcie alebo podľa spôsobu obsluhy užívateľa. Delíme ich preto podľa spôsobu zmeny prevodového pomeru, druhu radenia rýchlostí a podľa typu prevodu.

Podľa spôsobu zmeny prevodového pomeru:

- **Prevodovky s plynulou zmenou prevodu** - k zmene prevodového pomeru dochádza plynulo, bez prerušenia toku krútiaceho momentu. Patria sem remeňové, trecie a hydrostatické prevodovky.
- **Stupňové prevodovky** - tento typ prevodovky umožňuje zmenu pomeru len stupňovito - dochádza k prerušeniu prenosu krútiaceho momentu. Zahrňujú prevodovky s ozubenými kolesami. Výhodou je prenos vyšších výkonov a vyššia účinnosť.

Podľa druhu radenia rýchlostí:

- **Manuálne prevodovky** – k preradeniu rýchlostného stupňa je potrebná sila vodiča – musí ručne zmeniť rýchlosť radiacou pákou a stláčaním spojkového pedálu.
- **Poloautomatické prevodovky** – zmenu prevodového stupňa vykonáva vodič s pomocou prídavného zariadenia (tlak vzduchu/tekutiny, elektromagnetická sila, pružina).
- **Automatické (samočinné) prevodovky** – zmena jednotlivých rýchlostných stupňov prebieha automaticky bez zásahu vodiča. Zaisťuje ju riadiaca jednotka prevodovky, ktorá vyhodnocuje okamžité jazdné podmienky (rýchlosť, otáčky, jazdný štýl) a podľa nich zvolí optimálny rýchlostný stupeň.

Podľa druhu prevodu:

- **Prevodovky s ozubenými kolesami** - ďalej ich rozdelíme podľa usporiadania:
 - **Dvojhriadel'ové (nesúosové)** - krútiaci moment pre každý rýchlostný stupeň je vždy prenášaný len jedným párom ozubených kolies
 - **Trojhriadel'ové (súosové/nesúosové)** – prenos krútiaceho momentu zaisťuje dvojica ozubených kolies príslušného prevodového stupňa a súkolesie stáleho záberu
 - **Viachriadel'ové** - využívajú čo najväčší výkon motora, prostredníctvom násobenia počtu prevodových stupňov.
 - **Planétové** – ozubené kolesá sú vždy v zábere, prevodové stupne sa menia pomocou brzdzenia jednotlivých kolies. Z tohto dôvodu je možná zmena prevodu pod plným zaťažením
- Prevodovky s hydrodynamickým meničom
- Hydrostatické a trecie prevodovky
- Prevodovky s elektrickými prevodmi [7]

1.3.2 PREVODOVKY POUŽÍVANÉ V ELEKTROMOBILOCH

EV automobily v súčasnej dobe používajú prevažne prevodovky s ozubenými kolesami a jedným rýchlostným stupňom, ktorý zabezpečuje redukciu otáčok. Najväčšie zastúpenie majú dvojhriadeľové, trojhriadeľové a planétové typy usporiadania ozubených kolies.

1.3.2.1 DVOJHRIADEĽOVÉ PREVODOVKY

V dvojhriadeľových, nazývaných aj deaxiálnych, prevodovkách tvoria základ dva hriadele – vstupný a výstupný, ktoré sú uložené vedľa seba - nesúoso. Krútiaci moment je prenášaný vždy jedným párom ozubených kolies. Tento typ prevodovky dosahuje veľmi dobrú účinnosť, pretože v zábere je len jeden pár ozubených kolies, ktorý zabezpečuje aj celkový prevodový pomer. Výhodou je tiež celková jednoduchosť, menšia hlučnosť



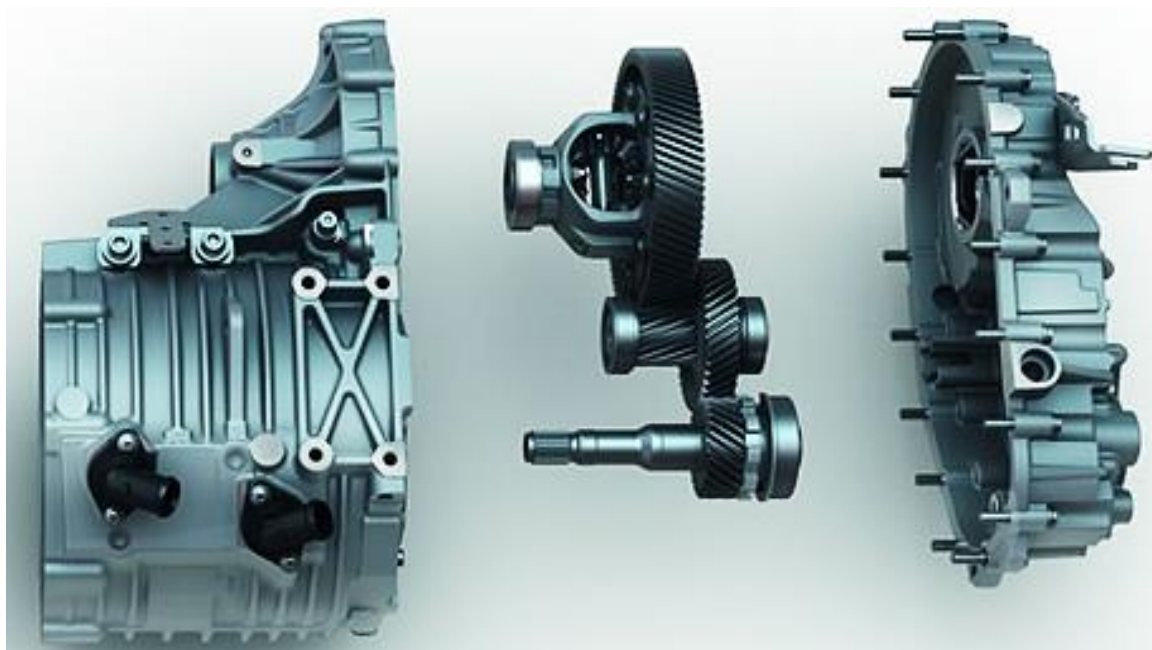
Obr. 3 - Jednostupňová dvojhriadeľová prevodovka [8]

a ľahkosť. Za nevýhodu tohto typu sa kvôli konštrukcii považuje predovšetkým absencia priameho prevodu. V elektromobiloch sa používa výhradne jednorýchlostná verzia. Na hnacom (vstupnom) hriadeľi je umiestnené ozubené koleso s menším počtom zubov – pastorok, ktorý je napojený na druhé koleso na hnanom (výstupnom) hriadeľi, vid' Obr. 3.[7]

1.3.2.2 TROJHRIADEĽOVÉ PREVODOVKY

Trojhriadeľové prevodovky sa skladajú zo vstupného, výstupného a predlohového hriadeľa. Krútiaci moment je prenášaný malým ozubeným kolesom – pastorkom, ktorý je v neustálom zábere s najväčším kolesom predlohového hriadeľa. Na tomto hriadeľi sa nachádza rovnaký počet kolies, koľko má prevodovka rýchlostných stupňov. Vo vozidlách so spaľovacím motorom, v ktorých je potreba väčšieho počtu rýchlostných stupňov, je vstupný a výstupný hriadeľ súosý – koaxiálny, kvôli možnosti priameho záberu (spojenie týchto hriadeľov prostredníctvom spojky). V EV automobiloch je situácia jednoduchšia. Elektromotor, ako je už spomínané v predchádzajúcich kapitolách, nepotrebuje rýchlostné stupne a tým pádom má prevodovka len jeden hriadeľ. Konštrukcia je značne jednoduchšia a ponúka dva varianty. [7]

Prvá obsahuje tri hriadele, ktoré sú umiestnené paralelne, vid' Obr. 4. Toto riešenie je priestorovo náročnejšie. Celková dĺžka prevodovky je väčšia kvôli rozloženiu hriadeľov. Na druhej strane výhodou sú priaznivejšie silové pomery a celková bezpečnosť oproti koaxiálnej variante.



Obr. 4 - Nesúosá trojhriadeľová prevodovka - Volkswagen e-Golf [9]

Druhé konštrukčné riešenie zahŕňa vstupný a výstupný hriadeľ, ktoré sú súosé (koaxiálne), vid' Obr. 5. Táto prevodovka má preto kompaktnějšíe rozmery. Nevýhodou sú väčšie ohybové momenty na predlohovom hriadeľi, kvôli veľkej vzdialenosti medzi pastorkom a ozubeným kolesom. Z dôvodu zachovania rovnakej osovej vzdialeností oboch

súkolesí ponúka tento variant obmedzenejšiu kombináciu modulov a sklonov zubov oproti predchádzajúcemu riešeniu.

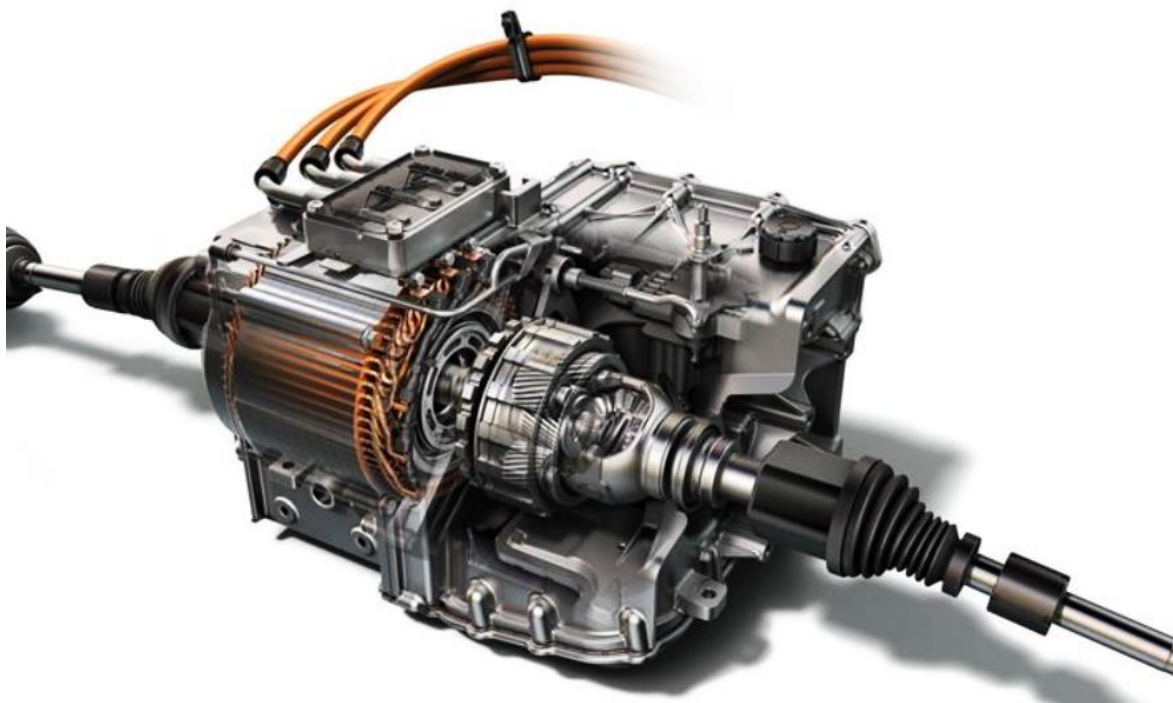


Obr. 5 - Koaxiálna trojhriadeľová prevodovka – BMW – i8 [10]

1.3.2.3 PLANETOVÁ PREVODOVKA

Planétové súkolesie sa skladá z vnútorného, tzv. centrálného kolesa, vonkajšieho, tzv. korunového kolesa a unášača, vid' Obr. 6. V unášači sú otočne uložené satelity, ktoré sú v zábere s centrálnymi kolesami alebo navzájom medzi sebou. Pri rotácii unášača konajú satelity zložený pohyb z dvoch rotácií.

Toto súkolesie má oproti predchádzajúcim (čelným) množstvo výhod. Zásadným benefitom je možnosť radenia prevodových stupňov pod záťažou, tým pádom nedochádza k prerušeniu momentového toku a prevodovka dokáže dobre prenášať aj vysoké otáčky. Krútiaci moment, privádzaný centrálnym kolesom, sa prenáša na niekoľko satelitov. Kvôli tomu pôsobia v ozubení menšie sily, čo umožňuje zmenšiť aj modul ozubenenia. Ďalšou výhodou je absencia radiálnych síl pôsobiacich na všetky ložiská otočných častí okrem satelitov. Je to z dôvodu, že zaťažujúce sily pôsobia ako dvojica a to dokonca aj pri nepárnom počte satelitov. Správne zvolený typ planétovej prevodovky dosahuje veľmi dobrú účinnosť. Priestor, v ktorom je toto súkolesie uložené, je dobre využitý. Nevýhodou planétovej prevodovky je veľká zložitosť a množstvo súčiastok pri väčšom počte prevodových stupňov. [7]



Obr. 6 - Planetová převodovka Chevrolet spark EV [11]

2 PRAKTICKÁ ČASŤ

2.1 ZÁKLADNÉ PARAMETRE

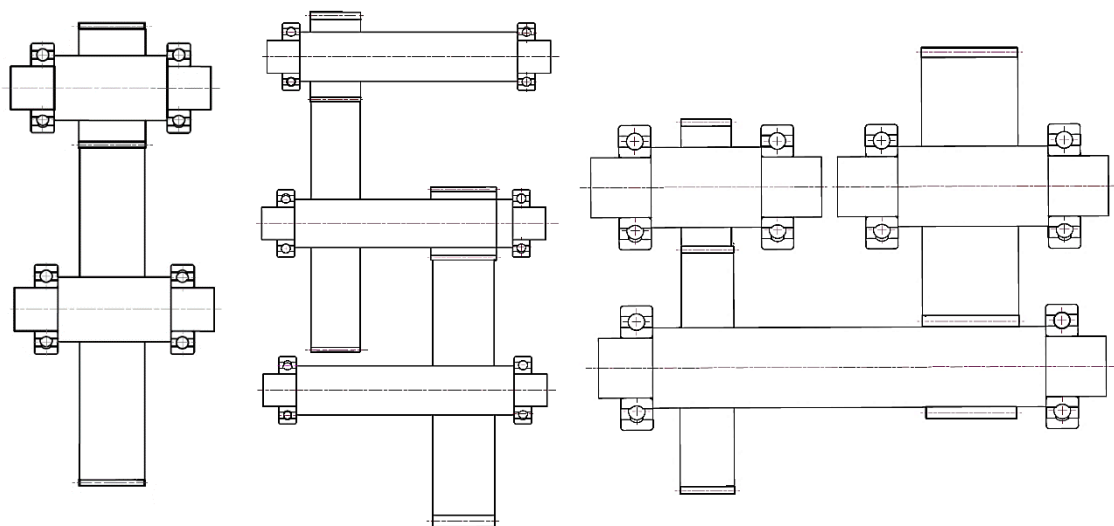
Účelom bakalárskej práce je vytvoriť nástroj (zošit v programe Microsoft Excel) pre prvý návrh prevodovky v elektromobile. Zadávatel'om boli stanovené základné požiadavky, ktoré by mal program vypočítať z ručne zadaných vstupných parametrov:

- Základné rozmery ozubenia
- Reakcie v ložiskách
- Statickú kontrolu hriadeľov
- Bezpečnosti zubov na dotyk a ohyb
- Predbežnú cenovú kalkuláciu pre nakupované diely

Zadávatel' ďalej požadoval spoločné vstupné hodnoty pre všetky použité typy prevodoviek, s ktorými by nástroj počítal a tiež spoločný list s vypočítanými hodnotami. Zákazník by mal mať možnosť výberu materiálov ozubených kolies a hriadeľov, prípadne voľbu medzi dutým a plným hriadeľom.

2.2 VÝBER TYPU PREVODOVKY PRE NÁSTROJ

Prevodovky používané v elektromobiloch boli podrobnejšie popísané v kapitole 1.3.2. Pôvodným zámerom bolo vytvorenie nástroja pre planétovú, jedno a dvoj stupňovú prevodovku. V priebehu návrhu však bolo zistené, že planétové súkolesie je omnoho náročnejšie na výpočet, ako čelné. Z tohto dôvodu sme po konzultácii so zadávatel'om upustili od programu pre planétovú prevodovku. Na základe týchto zistení, bola pre nástroj použitá čelná prevodovka a to konkrétne v troch variantoch. Prvá (A) je dvojhriadeľová jednostupňová s jedným párom ozubených kolies. Druhý typ (B) je trojhriadeľová dvojstupňová nesúosá prevodovka. A posledná (C) je trojhriadeľová dvojstupňová koaxiálna prevodovka. vid' Obr. 7.



Obr. 7 - Jednostupňová prevodovka (vľavo), dvojstupňová prevodovka (uprostred), dvojstupňová koaxiálna prevodovka (vpravo)

2.3 VSTUPNÉ PARAMETRE

Vstupné parametre boli volené v čo najmenšom počte s ohľadom na reálne požiadavky zákazníkov, využívajúcich tento nástroj. Pre potrebu testu nástroja po konzultácii so zadávateľom boli navrhnuté nasledujúce vstupné parametre:

Maximálny výkon elektromotoru	90 KW
Maximálne otáčky elektromotora	6000 min ⁻¹
Výstupné otáčky	1000 min ⁻¹
Normalizovaný modul prvého súkolesia	1,5 mm
Normalizovaný modul druhého súkolesia	2,5 mm
Celková osová vzdialenosť	255 mm
Osová vzdialenosť prvého súkolesia	135 mm
Uhol sklonu zubov prvého súkolesia	12°
Uhol sklonu zubov druhého súkolesia	10°
Pomerná šírka ozubenia prvého súkolesia	19
Pomerná šírka ozubenia druhého súkolesia	19
Prevádzkový súčiniteľ	2

2.4 PREVODOVÝ POMER A POČTY ZUBOV

Teoretický prevodový pomer, ktorý je rovnaký pri všetkých 3 typoch prevodoviek, určíme ako pomer medzi maximálnymi vstupnými otáčkami elektromotoru a požadovanými výstupnými otáčkami:

$$i_{pt} = \frac{n_{vstup}}{n_{vystup}} = \frac{6000}{1000} = 6 \quad (1)$$

V dvojstupňových variantoch sa teoretický prevodový pomer ešte delí na obe súkolesia podľa empirického vzťahu:

$$i_{3-4} = 1,4 \cdot i_{1-2} = 1,4 \cdot \sqrt{\frac{i_{pt}}{1,4}} = 1,4 \cdot \sqrt{\frac{6}{1,4}} = 1,4 \cdot 2,07 = 2,898 \quad (2)$$

Z prevodových pomerov, zadaných osových vzdialenosti, sklonu zubov a normalizovaného modulu program vypočíta počty zubov podľa vzťahu (3). Výsledné počty zubov a prevodové pomery sú zhrnuté v Tab. 1 a 2.

$$z_1 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta_{1,2}}{m_n \cdot (1 + i_{pt})} \quad z_2 = i_{pt} \cdot z_1 \quad (3)$$

Tab. 1.: Počty zubov

	z1	z2	z3	z4
1 – stupňová	48	285	-	-
2 – stupňová	51	106	27	79
2 - stupňová koaxiálna	51	106	24	70

Skutočný prevodový pomer sa vypočíta ako súčin počtu zubov hnaných kolies delený súčinom počtu zubov hnacích kolies.

$$i_p = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad (4)$$

Tab. 2.: Skutočný prevodový pomer

	1 - stupňová	2 - stupňová	2- stupňová koaxiálna
i_p	5,94	6,08	6,06

2.5 KRÚTIACE MOMENTY NA JEDNOLIVÝCH HRIADEĽOCH

Krútiaci moment na vstupnom hriadeľi vypočítame zo vstupných parametrov – výkonu elektromotora a otáčok elektromotora podľa vzťahu (6). Krútiace momenty na výstupnom, prípadne predlohovom hriadeľi dostaneme súčinom M_{k1} , respektíve M_{k2} , skutočného

prevodového pomeru a účinnosti (v čelnom súkolesí je účinnosť 0,98). Vypočítané krútiace momenty sú uvedené v Tab. 3.

$$M_{k1} = \frac{1000 \cdot P_{elm} \cdot 30000}{\pi \cdot n_{elm}} \quad (6)$$

$$M_{k1} = M_{k1} \cdot i_{p1,2} \cdot n_{12} \quad (7)$$

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_{p2,3} \cdot n_{23} \quad (8)$$

Tab. 3.: Krútiace momenty

	M_{k1} [N.m]	M_{k2} [N.m]	M_{k3} [N.m]
1 - stupňová	143	-	833
2 - stupňová	143	292	836
2- stupňová koaxiálna	143	292	834

2.6 GEOMETRIA OZUBENIA

Jedná sa o čelné prevodovky so šikmými zubami. Vo vstupných parametroch je zadaná pomerná šírka ozubenia, uhol sklonu zubov a osové vzdialenosti. Ďalej program počíta s normalizovaným modulom pre jednotlivé súkolesia, z ktorého vychádza aj radiálna a hlavová vôľa. Uhol profilu v normálovom reze $\alpha_n = 20^\circ$. Geometria ozubených súkolesí zahŕňa veľké množstvo rôznych rozmerov. Do nástroja boli zvolené hlavne základné rozmery ozubenia, prípadne tie, ktoré sú nevyhnutné pre ďalšie výpočty. Výsledné hodnoty sú zhrnuté v Tab. 4 - 6. a počítané pomocou vzťahov (9)-(29).

$$b_{w2} = \psi_{1,2} \cdot m_{n1,2} \frac{m_{n1,2} \cdot z_1}{\cos \beta_{1,2}} \quad b_{w4} = \psi_{3,4} \cdot m_{n3,4} \frac{m_{n3,4} \cdot z_3}{\cos \beta_{3,4}} \quad (9)$$

$$b_{w1} = b_{w2} + m_{n1,2} \quad b_{w3} = b_{w4} + m_{n3,4} \quad (10)$$

$$d_1 = \frac{m_{n1,2} \cdot z_1}{\cos \beta_{1,2}} \quad d_2 = \frac{m_{n1,2} \cdot z_2}{\cos \beta_{1,2}} \quad d_3 = \frac{m_{n3,4} \cdot z_3}{\cos \beta_{3,4}} \quad d_4 = \frac{m_{n3,4} \cdot z_4}{\cos \beta_{3,4}} \quad (11)$$

$$\alpha_{t1,2} = \arctg \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}} \quad \alpha_{t3,4} = \arctg \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta_{3,4}} \quad (12)$$

$$\alpha_{w1,2} = \arccos(\cos(\alpha_{t1,2})) \quad \alpha_{w3,4} = \arccos(\cos(\alpha_{t1,2})) \quad (13)$$

$$a_{1,2} = \frac{m_{n12}}{2 \cdot \cos(\beta_{1,2})} \cdot (z_1 + z_2) \quad a_{3,4} = \frac{m_{n34}}{2 \cdot \cos(\beta_{3,4})} \cdot (z_3 + z_4) \quad (14)$$

$$\Delta_{1,2} = |a_{1,2} - a_{w1,2}| \quad \Delta_{3,4} = |a_{3,4} - a_{w3,4}| \quad (15)$$

$$inv \alpha_{t1,2} = tg \alpha_{t1,2} - \alpha_{t1,2} \quad inv \alpha_{t3,4} = tg \alpha_{t3,4} - \alpha_{t3,4} \quad (16)$$

$$inv \alpha_{w1,2} = tg \alpha_{w1,2} - \alpha_{w1,2} \quad inv \alpha_{w3,4} = tg \alpha_{w3,4} - \alpha_{w3,4} \quad (17)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n1,2})} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{w1,2} - \operatorname{inv} \alpha_{t1,2}) \quad (18)$$

$$x_3 + x_4 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n3,4})} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{w3,4} - \operatorname{inv} \alpha_{t3,4}) \quad (19)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_{n1,2} + 2 \cdot x_1 \cdot m_{n1,2} \quad (20)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_{n1,2} + 2 \cdot x_2 \cdot m_{n1,2} \quad (21)$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_{n3,4} + 2 \cdot x_3 \cdot m_{n3,4} \quad (22)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_{n3,4} + 2 \cdot x_4 \cdot m_{n3,4} \quad (23)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_{n1,2} + 2 \cdot x_1 \cdot m_{n1,2} \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_{n1,2} + 2 \cdot x_2 \cdot m_{n1,2}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_{n3,4} + 2 \cdot x_3 \cdot m_{n3,4} \quad d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_{n3,4} + 2 \cdot x_4 \cdot m_{n3,4} \quad (24)$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha_{t1,2}) \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha_{t1,2})$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha_{t3,4}) \quad d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha_{t3,4}) \quad (25)$$

$$p_{bt1,2} = \frac{\pi \cdot m_{n1,2} \cdot \cos(\alpha_{t1,2})}{\cos \beta_{1,2}} \quad p_{bt1,2} = \frac{\pi \cdot m_{n1,2} \cdot \cos(\alpha_{t1,2})}{\cos \beta_{1,2}} \quad (26)$$

$$h_1 = m_{n1,2} + 0,25 \cdot m_{n1,2} \quad h_2 = m_{n3,4} + 0,25 \cdot m_{n3,4} \quad (27)$$

$$\varepsilon_{\alpha 1,2} = \frac{0,5 \cdot \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + 0,5 \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a_{1,2} \cdot \sin(\alpha_{w1,2})}{p_{bt1,2}} \quad (28)$$

$$\varepsilon_{\alpha 3,4} = \frac{0,5 \cdot \sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + 0,5 \cdot \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - a_{3,4} \cdot \sin(\alpha_{w3,4})}{p_{bt3,4}} \quad (29)$$

Tab. 4.: Základné geometrické parametre ozubenia 1 - stupňovej prevodovky

	Pastorok 1	Koleso 2
Šírka ozubenia b_w	29 mm	30 mm
Priemer rozstupovej kružnice d	73,61 mm	437,05 mm
Priemer hlavovej kružnice d_a	76,52 mm	440,05 mm
Priemer päťnej kružnice d_f	69,77 mm	433,21 mm
Priemer základnej kružnice d_b	68,99 mm	409,61 mm
Osová vzdialenosť a	255,33 mm = 255 mm	
Korekcia osových vzdialeností x	-0,03 mm	
Čelný uhol záberu α_t	20,41°	
Valivý uhol záberu α_w	20,21°	
Základný rozstup p_{bt}	4,52 mm	
Výška zubu h	3,38 mm	
Súčiniteľ záberu profilu ε_α	1,9	

Tab. 5.: Základné geometrické parametre ozubenia 2 - stupňovej prevodovky

	Pastorok 1	Koleso 2	Pastorok 3	Koleso 4
Šírka ozubenia b_w	29 mm	30 mm	48 mm	50 mm
Priemer rozstupovej kružnice d	78,2 mm	162,55 mm	68,54 mm	200,55 mm
Priemer hlavovej kružnice d_a	81,1 mm	165,55 mm	73,66 mm	205,54 mm
Priemer pätnjej kružnice d_f	74,36 mm	158,8 mm	62,41 mm	194,3 mm
Priemer základnej kružnice d_b	73,3 mm	152,35 mm	64,3 mm	188,11 mm
Osová vzdialenosť a	120,3 mm = 120 mm		134,5 mm = 135 mm	
Korekcia osových vzdialeností x	-0,033 mm		0,024 mm	
Čelný uhol záberu α_t	20,4°		20,3°	
Valivý uhol záberu α_w	19,9°		20,8°	
Základný rozstup p_{bt}	4,7 mm		7,84 mm	
Výška zubu h	3,38 mm		5,63 mm	
Súčiniteľ záberu profilu ε_α	1,86		1,48	

Tab. 6.: Základné geometrické parametre ozubenia 2 - stupňovej koaxiálnej prevodovky

	Pastorok 1	Koleso 2	Pastorok 3	Koleso 4
Šírka ozubenia b_w	29 mm	30 mm	48 mm	50 mm
Priemer rozstupovej kružnice d	78,2 mm	162,55 mm	60,93 mm	177,7 mm
Priemer hlavovej kružnice d_a	81,1 mm	165,55 mm	66,11 mm	182,7 mm
Priemer pätnjej kružnice d_f	74,36 mm	158,8 mm	54,86 mm	171,45 mm
Priemer základnej kružnice d_b	73,3 mm	152,35 mm	57,15 mm	166,68 mm
Osová vzdialenosť a	120,38 mm = 120 mm		119,31 mm = 120 mm	
Korekcia osových vzdialeností x	-0,033		0,04	
Čelný uhol záberu α_t	20,4°		20,3°	
Valivý uhol záberu α_w	19,9°		21,1°	
Základný rozstup p_{bt}	4,7 mm		7,84 mm	
Výška zubu h	3,37 mm		5,62 mm	
Súčiniteľ záberu profilu ε_α	1,86		1,4	

2.7 MATERIÁL OZUBENÝCH KOLIES

Voľba vhodného materiálu na výrobu ozubenia je kľúčovým bodom pre správne fungovanie prevodovky. Závisí na ňom hlavne celková bezpečnosť súkolesia sa dotyk zubov a ohyb. Jedným z požiadavkou zadávateľa bolo umožniť zákazníkovi výber materiálu pre ozubené kolesá. Kvôli jednoduchosti a prehľadnosti, je volený rovnaký typ materiálu pre všetky prevodovky a všetky ozubené kolesá. Obsluha nástroja má možnosť zakliknúť ľubovoľný materiál, s ktorým program ďalej počíta.

Na výber sú momentálne tri typy, ktoré môžu byť neskôr doplnené o ďalšie, podľa potrieb zákazníkov:

- 1, ČSN 12 051 - Povrchovo kalené po boku zubov
 - Medza únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 1140$ MPa
 - Trvalá pevnosť $\sigma_{Flim} = 390$ MPa
- 2, ČSN 14 140 - Nitrocementované a kalené
 - Medza únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 1288$ MPa
 - Trvalá pevnosť $\sigma_{Flim} = 740$ MPa
- 3, ČSN 16 526 - Cementované a kalené
 - Medza únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 1330$ MPa
 - Trvalá pevnosť $\sigma_{Flim} = 740$ MPa

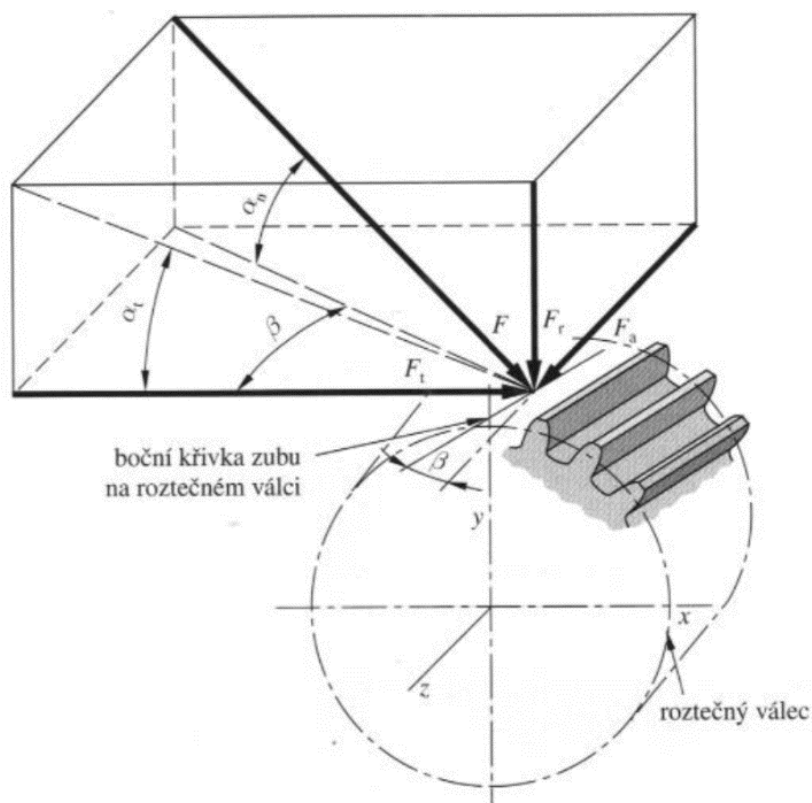
2.8 SILY V OZUBENÍ

Zložky síl pôsobiacich v kontakte zubov kolies zobrazuje Obr. 8. Veľkosti jednotlivých síl sa stanovili prepočtom z krútiacich momentov na jednotlivých hriadeľoch. Použité boli vzťahy (30)-(32) a výsledky sú zhrnuté v Tab. 7-9. Podľa tretieho Newtonovho zákona sa musí akcia rovnať reakcii a teda konkrétne $F_{t12} = F_{t21}$. Zákon potvrdzujú aj výpočty, pričom rozdiely sú v jednotkách Newtonov, tým pádom ich pre jednoduchosť zanedbávame.

$$F_{t12} = \frac{M_{k1}}{r_1} \qquad F_{t34} = \frac{M_{k2}}{r_3} \qquad (30)$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{1,2}) \qquad F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{34}) \qquad (31)$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{1,2})} \qquad F_{r34} = F_{t34} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{34})} \qquad (32)$$



Obr. 8 - Zložky sil pôsobiacich na zub šikmého ozubenia [12]

Tab. 7.: Veľkosti sil v ozubení jednostupňovej prevodovky

	Prvé súkolesie
Dotyková sila F_t	3891 N
Axiálna sila F_a	827 N
Radiálna sila F_r	1448 N

Tab. 8.: Veľkosti sil v ozubení dvojstupňovej prevodovky

	Prvé súkolesie	Druhé súkolesie
Dotyková sila F_t	3663 N	8513 N
Axiálna sila F_a	778 N	1501 N
Radiálna sila F_r	1363 N	3146 N

Tab. 9.: Veľkosti sil v ozubení dvojstupňovej koaxiálnej prevodovky

	Prvé súkolesie	Druhé súkolesie
Dotyková sila F_t	3663 N	9577 N
Axiálna sila F_a	778 N	1688 N
Radiálna sila F_r	1363 N	3539 N

2.9 VÝPOČET MINIMÁLNYCH PRIEMEROV HRIADEĽOV

Nástroj je navrhovaný tak, aby počítal minimálny priemer hriadeľov, z krútiaceho momentu, ktorý naň pôsobí podľa vzťahu (33).

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (33)$$

Dovolené napätie v šmyku pre jednotlivé hriadele podľa [14] je:

$$\tau_D = 30 \text{ MPa}$$

V praxi by bolo potrebné túto minimálnu vypočítanú hodnotu zaokrúhliť na číslo deliteľné cifrou 5. Je to nevyhnutné z dôvodu výberu ložiska, ktoré sú odstupňované po 5 mm. Následne by sa vypočítala statická kontrola hriadeľa a výsledný priemer by sa podľa nej ešte upravil. Kvôli zjednodušeniu, nástroj počíta s minimálnou hodnotou priemeru hriadeľa. Používateľ je upozornený na nevhodný priemer, v prípade, že daný hriadeľ nespĺňa statickú kontrolu. V pôvodnom pláne mala byť v programe zahrnutá možnosť výberu dutého hriadeľa. V praxi má tento typ využitie pri chladení elektromotora, kde vo vnútri hriadeľa prúdi chladiaca kvapalina. Z dôvodu náročnosti výpočtu prierezového modulu medzikružia v krútení/ohybe, respektíve vyjadrenia minimálneho priemeru, sa od tohto návrhu upustilo. Výsledné minimálne priemery hriadeľov vypočítané programom sú uvedené v Tab. 10.

Tab. 10.: Minimálne priemery hriadeľov pre všetky tri typy prevodoviek

	1 - stupňová	2 - stupňová	2 – stupňová koaxiálna
Priemer vstupného hriadeľa	29 mm	29 mm	29 mm
Priemer predlohového hriadeľa	-	37 mm	37 mm
Priemer výstupného hriadeľa	53 mm	53 mm	53 mm

2.10 PREDBEŽNÝ NÁVRCH LOŽÍSK

Predbežný návrh ložísk vychádza z vypočítaných priemerov hriadeľov a z reakcií v uloženiach, popísaných v nasledujúcej kapitole. Program je navrhnutý tak, že jeho obsluha manuálne vyberie najbližšie väčšie ložisko pre vypočítaný priemer hriadeľa. Z priloženej tabuľky obsluhovateľ prepíše hlavné rozmery ložiska a hmotnosť, s ktorými program pracuje ďalej. Na výber sú 4 typy ložísk od firmy SKF:

- Valčekové ložisko SKF NU4
- Valčekové ložisko SKF NJ23

- Gul'ôčkové ložisko SKF 64
- Valčekové ložisko SKF NU2

2.10.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽÍSK

Výpočet životnosti ložísk vychádza z dynamického radiálneho zaťaženia, v ktorom je zahrnuté prípadné axiálne zaťaženie, podľa vzťahov (34)-(35)

$$F_R = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (34)$$

$$F_e = X \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (35)$$

V prípade, že je ložisko zaťažené aj axiálne, program dopočítava F_e pomocou súčiniteľov X a Y , ktoré sa určujú z tabuliek, poskytnutých výrobcom. V opačnom prípade ($F_A = 0$) platí vzťah (36):

$$F_R = F_e \quad (36)$$

Základným kritériom pre výber ložiska bola hodnota trvanlivosti 20000 hod, z ktorej program dopočíta dynamickú únosnosť ložiska C^* podľa vzťahu (37), ktorú následne porovná z tabuľkovou hodnotou pre zvolené ložisko. Zvolené ložiská sú uvedené v Tab. 11.

$$C^* = F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1}{16666}} \quad (37)$$

Tab. 11.: Zvolené ložiská

	Vstup. hriadeľ		Predlohový hriadeľ		Výstup. hriadeľ	
	Lož. A	Lož. B	Lož. C	Lož. D	Lož. E	Lož. F
1 - stupňová	NU406	6406	-	-	6411	NU411
2 - stupňová	NU406	6406	6408	NJ2308	NU211	6411
2 – stupňová koaxiálna	NU406	6406	6408	NJ2308	6411	NU211

Nástroj je navrhnutý tak, aby popri kontrole životnosti kontroloval aj dostatočnú vôľu (8mm) medzi ložiskami na susedných hriadeľoch. V prípade že nastane kolízia, vypíše chybový oznam a obsluha musí zvoliť iný typ ložiska.

Ložiská umiestnené na vstupných a výstupných hriadeľoch spĺňajú životnosť (20000 hod) a nedochádza medzi nimi ku kolízii. Gul'ôčkové ložiská 6408 na predlohových hriadeľoch nespĺňajú odporúčanú trvanlivosť. Problém by sme mohli vyriešiť zväčšením priemeru hriadeľa alebo použitím ložísk s vyššou únosnosťou.

2.11 VÝPOČET REAKCIÍ NA HRIADEĽOCH V LOŽISKÁCH

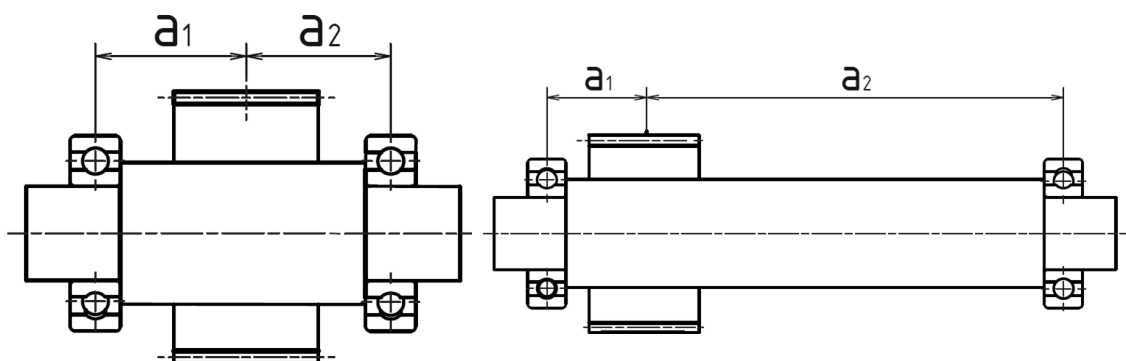
Výpočet reakcií v ložiskách spočíva v analytickom riešení zaťaženého hriadeľa ako staticky určitého nosníka v dvoch vzájomne kolmých rovinách.

2.11.1 REAKCIE NA VSTUPNOM HRIADEĽI

Vstupný hriadeľ je zaťažený krútiacim momentom M_a na vstupe od elektromotora, ohybovým momentom od reakčných síl v uloženiach a silou F v ozubení. Kvôli zjednodušeniu nástroj počíta reakcie len v kladom smere otáčania. Rozmery hriadeľov jednotlivých prevodoviek potrebných pre výpočet znázorňuje Obr. 9. Vzďialenosť a_1 resp. a_2 je vypočítaná podľa vzťahu (37) (1-stupňový a 2-stupňový koaxiálny variant) a (38) (2-stupňová prevodovka) kde b_w je šírka kolesa a l je šírka ložiska.

$$a_1 = \frac{b_{w1}}{2} + \frac{l_1}{2} + 15 \quad a_2 = \frac{b_{w1}}{2} + \frac{l_2}{2} + 15 \quad (37)$$

$$a_1 = \frac{b_{w1}}{2} + \frac{l_1}{2} + 15 \quad a_2 = \frac{b_{w4}}{2} + \frac{l_6}{2} + 30 + \frac{b_{w2}}{2} + \frac{b_{w3}}{2} \quad (38)$$



Obr. 9 - Rozmery vstupných hriadeľov

Silové pomery sú zobrazené na Obr. 10. Pre výpočet program používa vzťahy (39)-(43). Výsledné reakcie v uloženiach sú zhrnuté v Tab. 12.

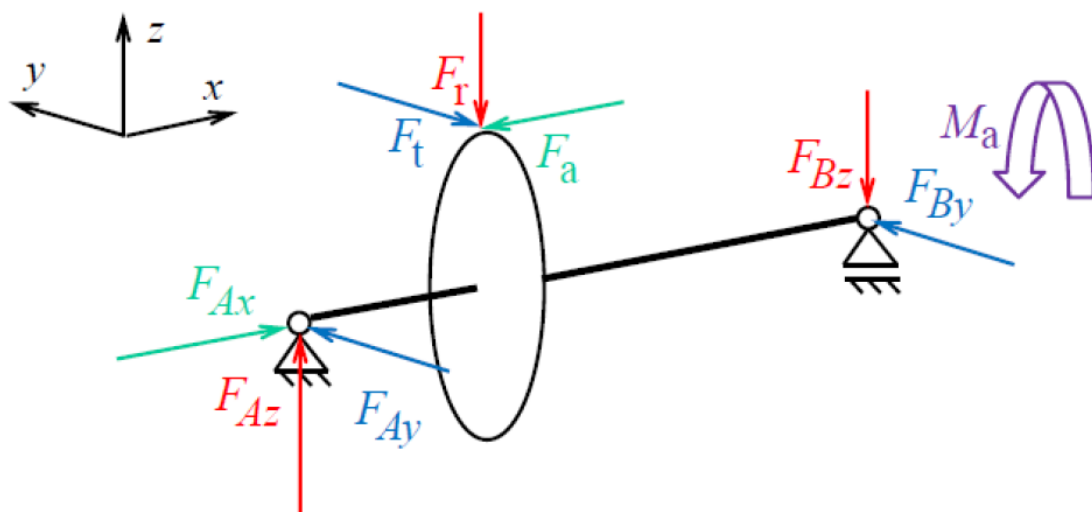
$$F_{Ax} = F_{a12} \quad (39)$$

$$F_{Ay} = F_{t12} - F_{By} \quad (40)$$

$$F_{Az} = F_{r12} + F_{Bz} \quad (41)$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{r12} \cdot a_1 + F_{a12} \cdot r_1}{a_1 + a_2} \quad (42)$$

$$F_{By} = \frac{F_{t12} \cdot a_1}{a_1 + a_2} \quad (43)$$



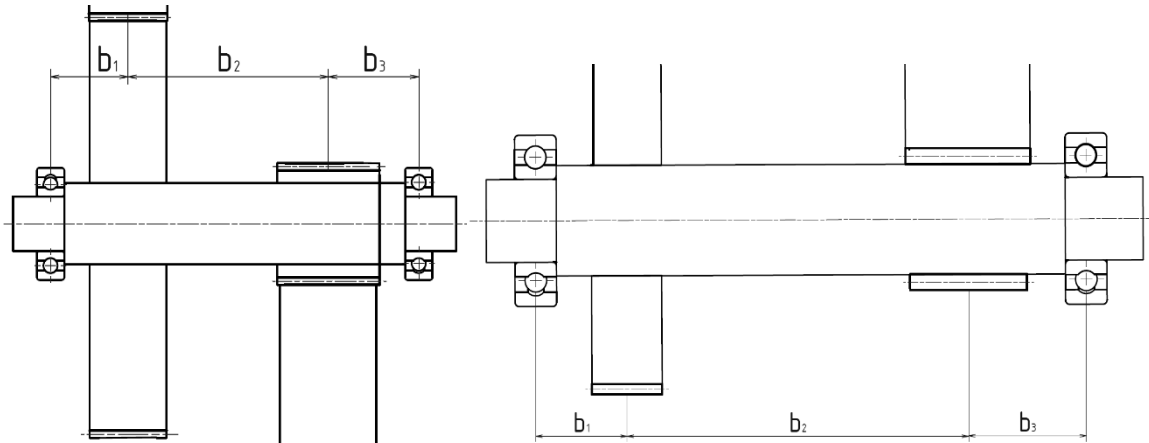
Obr. 10 - Zaťaženie vstupného hriadeľa [14]

Tab. 12.: Reakčné sily v uložení vstupného hriadeľa

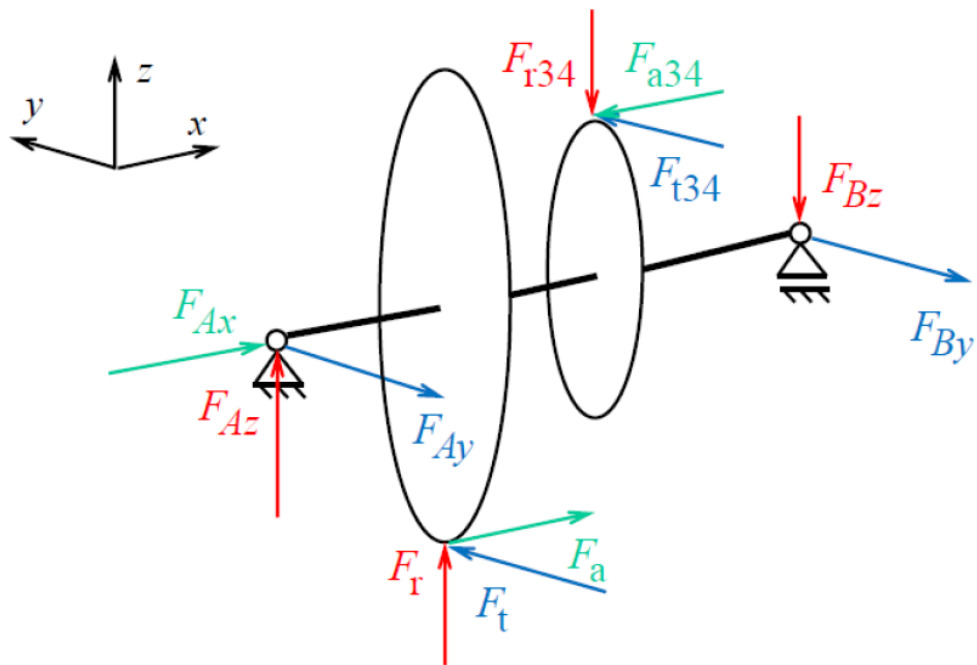
	1 - stupňová	2 - stupňová	2 – stupňová koaxiálna
Vzdialenosť' a ₁	41 mm	41 mm	41 mm
Vzdialenosť' a ₂	41 mm	100,5 mm	41 mm
F _{Ax}	827 N	778 N	778 N
F _{Ay}	1946 N	968 N	681 N
F _{Az}	1095 N	1183 N	1052 N
F _{Bz}	-353 N	-179 N	-310 N
F _{By}	1946 N	395 N	681 N

2.11.2 REAKCIE NA PREDLOHOVOM HRIADELI

Na predlohovom hriadeľi sa nachádza zaťaženie od krútiacich momentov medzi ozubenými kolesami. Je vyvolaný dotykovými, axiálnymi a radiálnymi silami v ozubení. Na predlohový hriadeľ tiež pôsobí ohybový moment od reakcií v uloženiach. Rozmery hriadeľa sú zobrazené na Obr. 11. Silové pomery sú vyobrazené na Obr. 12. Pre výpočet program používa vzťahy (44)-(50). Výsledné reakcie v uloženiach sú zhrnuté v Tab. 13. Vzďialenosť' b₁, b₂ a b₃ je vypočítaná podľa vzťahu (44) pre 2 stupňovú prevodovku a (45) pre 2 stupňovú koaxiálnu prevodovku. Jednostupňová prevodovka nedisponuje predlohovým hriadeľom, preto nástroj počíta zostávajúce 2 varianty.



Obr. 11 - Rozmery predlohových hriadel'ov



Obr. 12 - Zaťaženie predlohového hriadeľa [14]

$$b_1 = a_1 \quad b_2 = \frac{b_{w2}}{2} + \frac{b_{w3}}{2} + 10 \quad b_3 = \frac{l_6}{2} + \frac{b_{w4}}{2} + 10 \quad (44)$$

$$b_1 = a_1 \quad b_2 = a_2 + \frac{l_2}{2} + l_5 + 30 + \frac{b_{w3}}{2} \quad b_3 = \frac{l_6}{2} + \frac{b_{w4}}{2} + 10 \quad (45)$$

$$F_{Ax} = F_{a34} - F_{a12} \quad (46)$$

$$F_{Ay} = F_{t34} + F_{t12} - F_{By} \quad (47)$$

$$F_{Az} = -F_{r12} + F_{r34} + F_{Bz} \quad (48)$$

$$F_{Bz} = \frac{-F_{r34} \cdot (b_1 + b_2) + F_{r12} \cdot b_1 + F_{a34} \cdot r_3 + F_{a12} \cdot r_2}{b_1 + b_2 + b_3} \quad (49)$$

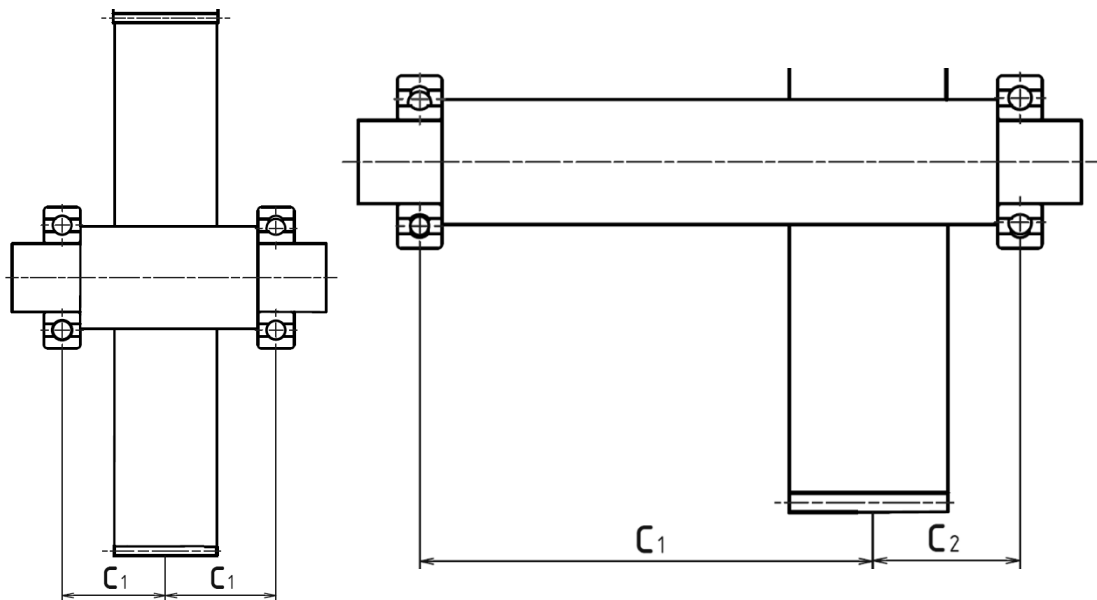
$$F_{By} = \frac{F_{t12} \cdot b_1 + F_{t34} \cdot (b_1 + b_2)}{b_1 + b_2 + b_1} \quad (50)$$

Tab. 13.: Reakčné sily v uložení predlohového hriadeľa

	2 - stupňová	2 – stupňová koaxiálna
Vzdialenosť b ₁	41 mm	41 mm
Vzdialenosť b ₂	49 mm	139,5 mm
Vzdialenosť b ₃	51,5 mm	50,5 mm
F _{Ax}	738 N	926 N
F _{Ay}	5648 N	5046 N
F _{Az}	998 N	166 N
F _{Bz}	-812 N	-2037 N
F _{By}	6455 N	8120 N

2.11.3 REAKCIE NA VÝSTUPNOM HRIADELI

Výstupný hriadeľ je zaťažený výstupným krútiacim momentom M_c z prevodovky. Pôsobí naň ohybový moment od reakcií v uloženiach a sila F v ozubenom súkolesí. Tvar a rozmery hriadeľa sú zobrazené na Obr.13. Rozloženie pôsobiacich síl ilustruje Obr. 14. Vzďialenosť c_1 c_2 je vypočítaná podľa vzťahu (51) pre 1 stupňovú prevodovku, (52) pre 2 stupňovú prevodovku a (53) pre 2 stupňovú koaxiálnu prevodovku. Pre výpočet reakcií v ložiskách program používa vzťahy (54)-(58). Vypočítané hodnoty sú zhrnuté v Tab. 14.



Obr. 13 - Rozmery výstupných hriadeľov

$$c_1 = a_1 \quad c_2 = a_2 \quad (51)$$

$$c_1 = b_1 + b_2 \quad c_2 = \frac{b_{w4}}{2} + \frac{l_6}{2} + 10 \quad (52)$$

$$c_1 = \frac{b_{w4}}{2} + \frac{l_5}{2} + 15 \quad c_2 = \frac{b_{w4}}{2} + \frac{l_6}{2} + 15 \quad (53)$$

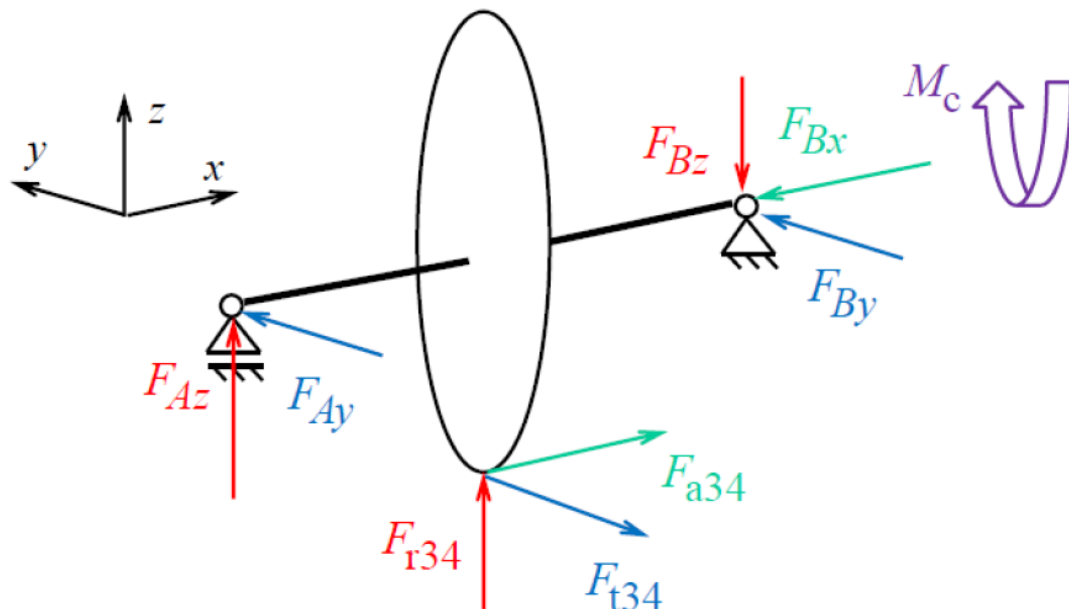
$$F_{Ax} = F_{a34} \quad (54)$$

$$F_{Ay} = F_{t34} - F_{By} \quad (55)$$

$$F_{Az} = F_{r34} + F_{Bz} \quad (56)$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{r34} \cdot c_1 + F_{a34} \cdot r_4}{c_1 + c_2} \quad (57)$$

$$F_{By} = \frac{F_{t34} \cdot c_1}{c_1 + c_2} \quad (58)$$



Obr. 14 - Zataženie výstupného hriadeľa [14]

Tab. 14.: Reakčné sily v uložení výstupného hriadeľa

	1 – stupňová	2 – stupňová	2 – stupňová koaxiálna
Vzdialenosť c ₁	41 mm	90 mm	55,5 mm
Vzdialenosť c ₂	41 mm	51,5 mm	50,5 mm
F _{Ax}	810 N	1471 N	1655 N
F _{Ay}	1907 N	3036 N	4471 N
F _{Az}	9454 N	-79 N	-265 N
F _{Bz}	10874 N	3003 N	3203 N
F _{By}	1907 N	5306 N	4914 N

2.12 PEVNOSTNÁ KONTROLA HRIADEĽOV

Pevnostná kontrola hriadeľov spočíva v kontrole statickej a dynamickej bezpečnosti vo vybraných miestach hriadeľa. V rámci pevnostnej kontroly sa zvyčajne zanedbávajú posúvajúce radiálne sily, axiálne sily v ose hriadeľa a tiež nasadených ozubených kolies a samotných hriadeľov. V kapitole 2.12 sme vypočítali reakcie v uloženiach, ktoré vyvolávajú ohybové momenty M_{oy} a M_{oz} , pôsobiace na jednotlivé hriadele. Ďalej sú hriadele zaťažované aj krútiacimi momentami. Pôsobenie tohto momentu je pre zjednodušenie uvažované v úseku medzi pôsobiskom síl v ozubení.

Hriadele sú väčšinou kontrolované vo všetkých miestach, kde môžeme predpokladať maximálne namáhanie. Sú to:

- V miestach maximálneho ohybového momentu
- Pod ozubenými kolesami
- V odsadeniach na hriadeľoch
- V oslabených miestach hriadele – drážka pre pero, drážkovanie

Jednou z požiadaviek zadávateľa bola schopnosť programu vykonávať výpočet statickej bezpečnosti hriadeľov. Výpočet dynamickej bezpečnosti je časovo náročnejší a komplikovanejší v prostredí MS Excel.

2.12.1 STATICKÁ KONTROLA HRIADEĽOV

Statická kontrola hriadeľov vo vybraných prierezoch spočíva v porovnaní výsledného vypočítaného redukovaného napätia σ_{red} – pri kombinovanom namáhaní hriadeľa, s dovoleným napätím v ohybe σ_{Do} , ktoré sme zvolili 80 MPa. Pre pevnostný výpočet nástroj používa pevnostnú hypotézu τ_{max} , v ktorej súčiniteľ $\alpha = 1$. Postup výpočtu redukovaného napätia v prierezoch bez drážok pre pero je nasledovný:

- Výpočet ohybových momentov M_{oy} a M_{oz} pre jednotlivé hriadele
- Výpočet redukovaného momentu v ohybe M_{ored}
- Výpočet modulu prierezu v ohybe W_o
- Výpočet redukovaného napätia v ohybe σ_{red}

2.12.1.1 VSTUPNÝ HRIADEĽ

Postup výpočtu je opísaný v kapitole 2.12.1 Maximálne ohybové momenty sú pre jednoduchosť počítané len pod ozubenými kolesami. Výsledky sú zhrnuté v Tab. 15.

$$M_{oy} = F_{Ay1} \cdot a_1 \quad (59)$$

$$M_{oz} = F_{Az1} \cdot a_1 \quad (60)$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{oz}^2 + M_{k1}^2} \quad (61)$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad (62)$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_0} \quad (63)$$

Tab. 15.: Statická kontrola vstupného hriadeľa

	σ_{red}	
1 - stupňová	71 N/mm ²	vyhovuje
2 - stupňová	65,3 N/mm ²	vyhovuje
2 – stupňová koaxiálna	63,56 N/mm ²	vyhovuje

Nástrojom navrhnuté priemery vstupných hriadeľov splňujú statickú kontrolu na základe výpočtov.

2.12.1.2 PREDLOHOVÝ HRIADEĽ

Maximálny ohybový moment na predlohovom hriadeľi sa spravidla nachádza pod pastorkom 3. Z tohto dôvodu bola statická kontrola vykonaná v tomto mieste. Výsledné hodnoty sú uvedené v Tab. 16.

$$M_{oy} = F_{By2} \cdot b_3 \quad (64)$$

$$M_{oz} = F_{Bz2} \cdot b_3 + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} \quad (65)$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{oz}^2 + M_{k2}^2} \quad (66)$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad (67)$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_0} \quad (68)$$

Tab. 16.: Statická kontrola predlohového hriadeľa

	σ_{red}	
2 - stupňová	88,97 N/mm ²	nevyhovuje
2 – stupňová koaxiálna	101,74 N/mm ²	nevyhovuje

Z tab.16. vidíme, že navrhovaný priemer hriadeľa nespĺňa statickú pevnostnú kontrolu. V takomto prípade nástroj vypíše oznam „nutno zväčšiť priemer hriadeľa“.

2.12.1.3 VÝSTUPNÝ HRIADEĽ

Overované miesto pre statickú kontrolu výstupného hriadeľa sa nachádza v pôsobisku maximálneho ohybového momentu – pod ozubenými kolesami. Výsledné hodnoty sú uvedené v Tab. 17.

$$M_{oy} = F_{Ay3} \cdot c_1 \quad (69)$$

$$M_{oz} = F_{Bz3} \cdot c_2 \quad (70)$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{oz}^2 + M_{k3}^2} \quad (71)$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \quad (72)$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_0} \quad (73)$$

Tab. 17.: Statická kontrola výstupného hriadeľa

	σ_{red}	
1 – stupňová	64,9 N/mm ²	vyhovuje
2 – stupňová	61,14 N/mm ²	vyhovuje
2 – stupňová koaxiálna	60,55 N/mm ²	vyhovuje

Nástrojom navrhnuté priemery výstupných hriadeľov spĺňajú statickú kontrolu.

2.13 KONTROLA OZUBENIA

Medzi základné požiadavky, ktoré by mal nástroj spĺňať, nebol zaradení pevnostný výpočet navrhnutého ozubenia. Kontrola ozubenia na dotyk a ohyb zubov je časovo náročná a komplikovaná bez použitia výpočtovej techniky. Po dohode so zadávateľom, nástroj počíta súčiniteľ bezpečnosti v dotyku zubov S_H a súčiniteľ bezpečnosti v ohybe S_F . Výsledné hodnoty majú len orientačnú funkciu, ktorá však pre potreby prvotného návrhu prevodoviek postačuje. Zadávateľ nepožadoval spresňovanie dosiahnutých hodnôt.

2.13.1 SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V DOTYKU

Výpočet dotykového súčiniteľa bezpečnosti ozubenia bol prevedený podľa vzťahov(74)-(77). Vychádza zo strednej obvodovej sily F_{to} a je závislý na použitom materiáli. Pre skúšku nástroja bol použitý materiál ČSN 16 526 ($\sigma_{Flim} = 740\text{MPa}$, $\sigma_{Hlim} =$

1330MPa) Použité koeficienty a samotná bezpečnosť v dotyku jednotlivých súkolesí je uvedená v Tab. 18. a Tab. 19.

$$S_H = \frac{\sigma_{red} \cdot Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sqrt{\sigma_{Ho}^2 \cdot Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}} \quad (74)$$

$$\sigma_{Ho} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_c \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{(u+1) \cdot F_t}{u \cdot b_w \cdot d}} \quad (75)$$

$$F_t = P_{elm} \cdot \frac{1000}{v} \quad (76)$$

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000} \quad (77)$$

Tab. 18.: Použité koeficienty a súčinitele pri výpočte bezpečnosti v dotyku

	1 - stupňová	2 - stupňová		2 – stupňová koaxiálna	
	1. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie
Z_R	1	1	1	1	1
Z_{NT}	1	1	1	1	1
Z_L	1	1	1	1	1
Z_V	1	1	1	1	1
Z_W	1	1	1	1	1
Z_X	1	1	1	1	1
K_A	1,7	1,7	1,2	1,7	1,2
K_V	1,39	1,41	1,38	1,41	1,36
$K_{H\alpha}$	1	1	1	1	1
$K_{H\beta}$	1,058	1,06	1,044	1,06	1,04
Z_H	2,46	2,48	2,43	2,48	2,41
Z_E	189,8	189,8	189,8	189,8	189,8
Z_c	0,71	0,732	0,82	0,73	0,84
Z_β	0,989	0,989	0,992	0,989	0,992

Tab. 19.: Súčiniteľ bezpečnosti v dotyku ozubenia S_H

	1 - stupňová	2 - stupňová		2 – stupňové koaxiálna	
	1. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie
S_H	2,01	2,05	1,5	2,05	1,32

Z uvedenej tabuľky vidíme, že výsledné bezpečnosti všetkých troch prevodoviek sú v rozmedzí odporúčaných hodnôt.

2.13.2 SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V OHYBE

Pri výpočte súčiniteľa bezpečnosti v ohybe si musíme predstaviť zub ako votknutý nosník, zaťažený statickou osamelou silou F v ozubení. Aj v tomto prípade používame dynamické koeficienty K_V a K_A . Pre skúšku volíme rovnaký materiál ako pri výpočte bezpečnosti v dotyku (ČSN 16 526). Výpočet bol vykonaný podľa vzťahov (78),(79). Použité koeficienty a výsledná bezpečnosť sú uvedené v Tab. 20 a 21.

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \quad (78)$$

$$\sigma_{F0} = \frac{60000000 \cdot P_{elm} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta}}{\pi \cdot n_i \cdot d_i \cdot b_w \cdot m_n} \quad (79)$$

Tab. 20.: Použité koeficienty a súčinitele pri výpočte bezpečnosti v ohybe

	1 - stupňová	2 - stupňová		2 – stupňová koaxiálna	
	1. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie	1. súkolesie	1. súkolesie
Y_{ST}	1	1	1	1	1
Y_{NT}	1	1	1	1	1
Y_{δ}	1	1	1	1	1
Y_R	1	1	1	1	1
Y_X	1	1	1	1	1
K_A	1,7	1,7	1,2	1,7	1,2
K_V	1,39	1,41	1,38	1,41	1,36
$K_{F\alpha}$	1	1	1	1	1
$K_{F\beta}$	1,394	1,394	1,394	1,394	1,394
Y_{Fa}	2,768	2,987	2,432	2,987	2,432
Y_{Sa}	1,576	1,542	1,589	1,542	1,589
Y_{ϵ}	0,617	0,54	0,67	0,54	0,77
Y_{β}	0,9	0,9	0,917	0,9	0,917

Tab. 21.: Súčiniteľ bezpečnosti v ohybe ozubenia S_F

	1 - stupňová	2 - stupňová		2 – stupňové koaxiálna	
	1. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie	1. súkolesie	2. súkolesie
S_F	1,79	2,5	2,67	2,7	2,2

Z hodnôt v uvedenej tabuľke, vidíme, že výsledné bezpečnosti ozubených súkolesí na ohyb, sa nachádzajú v odporúčaných intervaloch. Nie je preto potrebné výrazne meniť materiál ozubených kolies či iné parametre ozubenia.

2.14 POČTY DIELOV A PREDBEŽNÁ CENOVÁ KALKULÁCIA

Predbežná cenová kalkulácia nakupovaných dielov bol posledný parameter ktorý by mal nástroj splňovať. Prevodovky v elektromobiloch sa skladajú z veľkého počtu dielov (ozubené kolesá, hriadele, ložiska, skrutky, guferá,...). Po konzultácii so zadávateľom boli pre cenovú kalkuláciu vybrané nasledovné diely:

- Vstupný hriadeľ
- Predlohový hriadeľ
- Výstupný hriadeľ
- Ozubené kolesá
- Ložiská

Určiť cenu jednotlivých dielov, obzvlášť hriadel'ov a ozubených kolies, je veľmi komplexný problém. Celkové náklady zahŕňajú nákup polotovarov – podľa základných rozmerov a náklady na výrobu, ktoré sú závislé na technologickom postupe výroby. Účelom predbežného návrhu však nie je navrhovať technologický postup na výrobu hriadel'ov a ozubenia, preto nie je možné vypočítať presnú hodnotu celkových nákladov pre jednotlivé diely prevodoviek. Pre približné určenie nákladov, bol z hrubého odhadu cien, poskytnutého firmou MB Tech, vytvorený koeficient (každý hriadeľ a ozubené koleso má vlastný). Táto konštanta zahŕňa približné náklady na výrobu jednotlivých dielov. Výslednú cenu nástroj vypočíta po vynásobení koeficientu rozmermi daných komponentov.

Určenie ceny ložísk je značne jednoduchšie. Obsluha nástroja pri výbere vhodného typu ložiska, manuálne prepíše aj cenu daného ložiska. Predajné ceny ložísk boli vybraté z katalógu firmy SKF.

Výsledné cenové kalkulácie vybraných nakupovaných dielov sú uvedené v Tab. 22.

Tab. 22.: Predbežná cenová kalkulácia nakupovaných dielov

	1 - stupňová	2 - stupňová	2 – stupňová koaxiálna
Vstupný hriadeľ	5080 Kč	6116 Kč	5136 Kč
Predlohový hriadeľ	-	10495 Kč	11224 Kč
Výstupný hriadeľ	7767 Kč	8010 Kč	7848 Kč
Pastorok 1	4710 Kč	4946 Kč	4969 Kč
Koleso 2	15599 Kč	9002 Kč	9002 Kč
Pastorok 3	-	5314 Kč	5156 Kč
Koleso 4	-	11598 Kč	10559 Kč
Ložisko A	3927 Kč	3927 Kč	3927 Kč
Ložisko B	808 Kč	808 Kč	808 Kč
Ložisko C	-	1207 Kč	1207 Kč
Ložisko D	-	1759 Kč	1759 Kč
Ložisko E	2061 Kč	1471 Kč	2061 Kč
Ložisko F	5549 Kč	2061 Kč	1471 Kč
Σ	45501 Kč	66712 Kč	65103 Kč

Po porovnaní výsledkov môžeme konštatovať, že jednostupňová dvojhriadeľová prevodovka je najmenej finančne náročná, po predbežnej cenovej kalkulácii. Je to spôsobené absenciou predlohového hriadeľa s ložiskami, respektíve druhého páru ozubených kolies. Na druhej strane, vysoká môže byť cena druhého ozubeného kolesa, pre veľké prevodové pomery, oproti ostatným variantom. Medzi dvojestupňovými variantami prevodoviek sú rozdiely v predbežnej celkovej kalkulácii minimálne.

ZÁVER

Cieľom tejto bakalárskej práce bolo navrhnuť nástroj, ideálne v programe Microsoft Excel, ktorého úlohou je urýchliť predbežný návrh prevodovky v elektromobile. Nástroj bol navrhovaný so zámerom splniť požiadavky zadávateľa - spoločnosti MBtech Bohemia, ktoré boli nasledovné:

- Jednoduché prostredie programu (MS Excel)
- Výpočet základnej geometrie ozubenia zo zadaných vstupných parametrov
- Výpočet reakcií v uloženiach
- Pevnostná kontrola hriadeľov
- Predbežná cenová kalkulácia pre nakupované diely

Zo súčasne používaných prevodoviek v elektromotoroch, popísaných v teoretickej časti, boli vybrané 3 typy – dvojhriadeľová, trojhriadeľová a trojhriadeľová v koaxiálnom usporiadaní, s ktorými nástroj pracuje. Jedná sa o prevodovky s konštantným prevodovým pomerom.

Nástrojom vykonávaný predbežný návrh prevodovky zahŕňal výpočet prevodového pomeru, kompletne navrhnutie geometrie ozubenia, určenie síl v ozubení a následne reakcii v ložiskách. Potom nasledovala pevnostná kontrola hriadeľov a kontrola ozubenia. Na záver nástroj navrhol predbežné náklady pre jednotlivé nakupované diely v prevodovkách.

Po porovnaní výsledkov môžeme konštatovať, že všetky 3 typy prevodoviek sú predbežne realizovateľné pre zadané vstupné parametre. Nedochádza v nich ku kolíziám medzi ložiskami, respektíve hriadeľmi a ozubenými kolesami. Tiež je splnená podmienka minimálneho počtu zubov a súčinitele trvania záberov sú v dovolenom intervale.

Z hlavných rozmerov ozubenia môžeme konštatovať, že trojhriadeľová koaxiálna prevodovka dosahuje pri zadaných vstupných parametroch najkompaktnejšie rozmery. To má pozitívny vplyv aj na celkovú hmotnosť prevodovky, na ktorú sa v automobilovom priemysle kladie veľký dôraz.

Priaznivou vlastnosťou trojhriadeľových prevodoviek je rozloženie síl pôsobiacich v ozubení na 3 hriadele. Výsledné reakcie v uloženiach majú menšie veľkosti oproti dvojhriadeľovej prevodovke, čo potvrdzujú aj nástrojom vypočítane hodnoty. To sa javí ako výhoda pri výbere vhodných ložisiek, pretože môžeme použiť ložiska s nižšou únosnosťou, ktoré sú spravidla ľahšie, lacnejšie a hlavne kompaktnejšie.

Statická kontrola hriadeľov ukázala, že takmer všetky nástrojov vypočítané priemery hriadeľov vyhovujú. Kontrolu nespĺnili akurát predlohové hriadele v trojhriadeľových prevodovkách, kde vzniká väčšie napätie ako je prípustná hodnota. Obsluha programu je na to upozornená a najideálnejším riešením by bolo zväčšiť priemer týchto hriadeľov, prípadne použiť iný materiál.

Do predbežného návrhu sme nakoniec zahrnuli aj kontrolu ozubenia na dotyk a ohyb, hoci jej výpočet je komplikovaný. Obsluha programu je informovaná či sa bezpečnosti na ohyb a dotyk jednotlivých súkolesí nachádzajú v dovolených intervaloch. Všetky 3 typy prevodoviek spĺňajú pre zvolené vstupné parametre, kontrolu ozubenia. Na koeficient bezpečnosti má zásadný vplyv hlavne použitý materiál. Nástroj je navrhnutý tak, aby mala obsluha možnosť výberu z troch typov materiálov používaných na výrobu ozubených kolies. Podľa potrieb zákazníkov môže byť paleta materiálov do budúcnosti rozšírená o iné typy.

Na konci práce je výpočet predbežných cien pre nakupované diely. Z vypočítaných hodnôt sme zistili, že jednostupňová dvojhriadeľová prevodovka je najmenej finančne náročná, čo je spôsobené absenciou predlohového hriadeľa s ložiskami, respektíve druhého ozubeného súkolesia. Určiť cenu jednotlivých dielov, obzvlášť hriadeľov a ozubených kolies, je však veľmi komplexný problém. V tejto oblasti sa preto otvára priestor pre ďalšiu optimalizáciu nástroja do budúcnosti s detailnejším výpočtom nákladov.

Pretože sa jedná o prvotný návrh prevodovky, je rozsah výpočtov nástroja postačujúci. V budúcnosti by mohlo byť prínosné program prepojiť so softvérom podporujúcim trojrozmerný interaktívny návrh ako napríklad CATIA alebo Creo Parametric.

ZOZNAM ZDROJOV

- [1] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel: koncepce vozidel: alternativní pohony*. BRNO: VLK, 2000. ISBN 80-238-5276-0.
- [2] *Integrated modeling and analysis of dynamics for electric vehicle powertrains* [online]. USA: Gwangmin Park, 2014 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957417413008129>
- [3] MURPHY, Jim. What's the difference Between AC Induction, Permanent Magnet, and Servomotor Technologies? In: <http://www.machinedesign.com> [online]. 2012 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <http://www.machinedesign.com/motorsdrives/whats-difference-between-ac-induction-permanent-magnet-and-servomotor-technologies>
- [4] AC Induction Motor (ACIM): ACIM Control. [online]. 2014 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <http://www.microchip.com/design-centers/motor-control-and-drive/motor-types/acim>
- [5] Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM): PMSM Control [online]. 2015 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <http://www.microchip.com/design-centers/motor-control-and-drive/motor-types/pmsm>
- [6] Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM) [online]. 2017 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957417413008129>
- [7] VLK, František. *Převody motorových vozidel: Spojky Převodovky Rozvodovky Diferenciály Hnací hřídele Klouby*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 371 s. : il. ISBN80-239-6463-1
- [8] *Kavitsu transmission* [online]. 2018 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <http://www.kavitsu.com/products/helical-gear-box/>

- [9] Volkswagen e-Golf and e-Up! Electric Cars 2013 [online]. 2013 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: http://www.autoconcept-reviews.com/cars_reviews/volkswagen/Volkswagen-e-golf-and-e-up-electric-cars-2013/wallpapers/9%20-%20Volkswagen%20e-up.jpg
- [10] *Fully Charged Tests On GKN's eDrives In BMW i8* [online]. Mark Kane, 2016 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <https://insideevs.com/fully-charged-tests-on-gkns-edrives-in-bmw-i8-225xe-over-300000-plug-ins-to-date/>
- [11] Chevrolet Spark EV Tech Performance Concept [online]. GM, 2016 [cit. 2018-06-09]. Dostupné z: <https://www.conceptcarz.com/z25082/chevrolet-spark-ev.aspx>
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [13] KUGL, Otmar: *Projekt – III. Ročník ČVUT*. vyd. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-01-03205-1
- [14] ČERNUŠKO, L. *Převodovka pro pohon přední nápravy vozidla*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně
- [15] ŠVEC, Vladimír: *Části a mechanismy strojů – Mechanické převody ČVUT*, vyd. Praha: ČVUT, 2003, ISBN 80-01-01934-9
- [16] MICHALEC, Jiří a kol.: *Pružnost a pevnost I*, ČVUT, vyd. Praha: ČVUT, 2001, ISBN 80-01-02359-1
- [17] Válcové a kuličkové ložiska. SKF. [online]. 2018. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 1 - Usporiadanie hnacieho ústrojenstva pre elektromobily, M – elektromotor, D – diferenciál, FG – prevodovka [2].....	9
Obr. 2 - Synchronný elektromotor s permanentnými magnetmi [6].....	11
Obr. 3 - Jednostupňová dvojhriadeľová prevodovka [8]	13
Obr. 4 - Nesúosá trojhriadeľová prevodovka - Volkswagen e-Golf [9].....	14
Obr. 5 - Koaxiálna trojhriadeľová prevodovka – BMW – i8 [10].....	15
Obr. 6 - Planetová prevodovka Chevrolet Spark EV [11]	16
Obr. 7 - Jednostupňová prevodovka (vľavo), dvojstupňová prevodovka (uprostred), dvojstupňová koaxiálna prevodovka (vpravo).....	18
Obr. 8 - Zložky síl pôsobiacich na zub šikmého ozubenia [12].....	24
Obr. 9 - Rozmery vstupných hriadeľov	27
Obr. 10 - Zaťaženie vstupného hriadeľa [14]	28
Obr. 11 - Rozmery predlohových hriadeľov.....	29
Obr. 12 - Zaťaženie predlohového hriadeľa [14].....	29
Obr. 13 - Rozmery výstupných hriadeľov	30
Obr. 14 - Zaťaženie výstupného hriadeľa [14]	31

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 1.: Počty zubov	19
Tab. 2.: Skutočný prevodový pomer	19
Tab. 3.: Krútiace momenty.....	20
Tab. 4.: Základné geometrické parametre ozubenia 1 - stupňovej prevodovky	21
Tab. 5.: Základné geometrické parametre ozubenia 2 - stupňovej prevodovky	22
Tab. 6.: Základné geometrické parametre ozubenia 2 - stupňovej koaxiálnej prevodovky..	22
Tab. 7.: Veľkosti síl v ozubení jednostupňovej prevodovky	24
Tab. 8.: Veľkosti síl v ozubení dvojstupňovej prevodovky.....	24
Tab. 9.: Veľkosti síl v ozubení dvojstupňovej koaxiálnej prevodovky	24
Tab. 10.: Minimálne priemery hriadel'ov pre všetky tri typy prevodoviek.....	25
Tab. 11.: Zvolené ložiská	26
Tab. 12.: Reakčné sily v uložení vstupného hriadeľa	28
Tab. 13.: Reakčné sily v uložení predlohového hriadeľa.....	30
Tab. 14.: Reakčné sily v uložení výstupného hriadeľa	31
Tab. 15.: Statická kontrola vstupného hriadeľa	33
Tab. 16.: Statická kontrola predlohového hriadeľa.....	33
Tab. 17.: Statická kontrola výstupného hriadeľa	34
Tab. 18.: Použité koeficienty a súčinitele pri výpočte bezpečnosti v dotyku	35
Tab. 19.: Súčiniteľ bezpečnosti v dotyku ozubenia S_h	35
Tab. 20.: Použité koeficienty a súčinitele pri výpočte bezpečnosti v ohybe.....	36
Tab. 21.: Súčiniteľ bezpečnosti v ohybe ozubenia S_f	36
Tab. 22.: Predbežná cenová kalkulácia nakupovaných dielov.....	38

ZOZNAM PRÍLOH

[A] Nástroj pre prvý návrh prevodoviek – zošit v programe Microsoft Excel