



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Převodovka pro elektromobil

Gearbox for electric vehicle

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2020

Jan FILIP

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový  
Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Filip** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **473466**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající 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:

**Převodovka pro elektromobil**

Název bakalářské práce anglicky:

**Gearbox for electric vehicle**

Pokyny pro vypracování:

Provedte rešerši používaných převodovek u čistě elektrických osobních automobilů. Navrhněte dvoustupňovou převodovku pro stávající elektromobil dle vlastního výběru vybavený jednostupňovým reduktorem. Navrhněte vhodné odstupňování. Zpracujte zjednodušený konstrukční návrh převodovky. Porovnejte parametry jedno- a dvoustupňové varianty.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

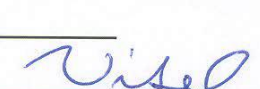
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **01.06.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

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

  
doc. Ing. Oldřich Vitek, 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



## Anotační záznam

Jméno autora: Jan Filip

Název práce: Převodovka pro elektromobil

Anglický název: Gearbox for electric vehicle

Rozsah práce:

54 stran

24 obrázků

22 tabulek

1 graf

Akademický rok: 2019/2020

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Klíčová slova: Dvoustupňová převodovka, elektromobil, ozubené kolo, Nissan Leaf

Key words: Two-speed gearbox, electromobil, gear wheel, Nissan Leaf



## Abstrakt

Bakalářská práce je zaměřena na návrh dvoustupňové převodovky pro stávající elektromobil dle vlastního výběru, který používá pouze jednostupňový reduktor. Obsahem teoretické části je rešeršní zpracování převodovek používaných v čistě elektrických osobních automobilech. Hlavní část práce je věnována návrhu dvoustupňové převodovky pro zvolené vozidlo.

## Abstract

The thesis focuses on the design of a two-speed gearbox for an existing electromobil of my choice, which uses only single-speed reduction gearbox. The content of the theoretical part is the research of gearboxes used in purely electric cars. The main part of the work describes the proposal of a two-speed gearbox for a selected vehicle.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “ Převodovka pro elektromobil ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....  
Jan Filip



## Poděkování

Za cenné rady a pomoc při zpracování mé bakalářské práce bych chtěl poděkovat vedoucí bakalářské práce doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové.



## Obsah

|  |    |
|--|----|
| Úvod.....  | 9  |
| 1 Elektromotor.....  | 10 |
| 2 Převodovky .....   | 11 |
| 2.1 Rozdělení převodovek .....                                       | 11 |
| 2.1.1 Rozdělení podle druhu řazení.....                              | 11 |
| 2.1.2 Rozdělení podle změny převodových stupňů .....                 | 12 |
| 2.1.3 Rozdělení podle druhu převodu .....                            | 12 |
| 3 Převodovka pro elektromobil.....                                   | 14 |
| 3.1 Jednostupňová převodovka.....                                    | 14 |
| 3.2 Dvoustupňová převodovka.....                                     | 16 |
| 3.3 Příklady konstrukčních řešení dvoustupňové převodovky.....       | 17 |
| 3.3.1 Převodovka s aktivní synchronizací .....                       | 17 |
| 3.3.2 Převodovka s dvojicí spojek.....                               | 18 |
| 3.3.3 Další způsoby řešení převodovky plně elektrických vozidel..... | 19 |
| 4 Návrh převodovky .....   | 21 |
| 4.1 Koncepce převodovky .....  | 22 |
| 4.2 Určení předběžných převodových poměrů .....                      | 22 |
| 4.2.1 Předběžný převodový poměr 1. rychlosti .....                   | 22 |
| 4.2.1.1 Valivý odpor .....   | 23 |
| 4.2.1.2 Odpor vzduchu .....  | 23 |
| 4.2.1.3 Odpor ze stoupání .....                                      | 24 |
| 4.2.1.4 Odpor ze zrychlení.....                                      | 24 |
| 4.2.1.5 Hnací síla a určení převodového poměru.....                  | 25 |
| 4.2.2 Předběžný převodový poměr 2. rychlosti .....                   | 25 |
| 4.3 Návrh počtu zubů a skutečných převodových poměrů.....            | 26 |
| 4.4 Trakční diagram .....  | 27 |
| 4.5 Točivý moment, výkon a otáčky jednotlivých hřídelů .....         | 27 |
| 4.6 Návrh ozubení.....   | 28 |
| 4.6.1 Výpočet modulu .....   | 28 |
| 4.6.2 Osová vzdálenosti.....   | 29 |
| 4.6.2.1 Kontrola osových vzdáleností.....                            | 29 |



|   |    |
|---|----|
| 4.6.2.2 Korekce osových vzdáleností.....              | 29 |
| 4.6.3 Parametry ozubení .....                         | 31 |
| 4.6.4 Kontrola ozubení .....                          | 32 |
| 4.6.4.1 Součinitel bezpečnosti pro ohyb .....         | 32 |
| 4.6.4.2 Součinitel bezpečnosti pro dotyk .....        | 33 |
| 4.7 Předběžný návrh minimálních průměrů hřídelů ..... | 33 |
| 4.8 Síly v ozubení .....                              | 34 |
| 4.9 Výpočet reakcí v uložení hřídelů .....            | 36 |
| 4.9.1 Vstupní hřídel .....                            | 37 |
| 4.9.1.1 Reakce v podpěrách .....                      | 37 |
| 4.9.2 Předlohový hřídel .....                         | 38 |
| 4.9.2.1 Reakce v podpěrách .....                      | 39 |
| 4.9.3 Výstupní hřídel.....                            | 40 |
| 4.9.3.1 Reakce v podpěrách .....                      | 41 |
| 4.10 Návrh ložisek.....                               | 42 |
| 4.11 Výpočet prvků přenášející točivý moment.....     | 43 |
| 4.11.1 Spojení pomocí evolventního drážkování .....   | 43 |
| 4.12 Pevnostní kontrola.....                          | 44 |
| 5 Konstrukce převodovky .....                         | 46 |
| 5.1 Vstupní hřídel .....                              | 46 |
| 5.2 Předlohový hřídel .....                           | 46 |
| 5.3 Výstupní hřídel.....                              | 48 |
| 5.4 Celá převodovka .....                             | 49 |
| 5.4.1 Hmotnostní analýza.....                         | 49 |
| Závěr .....   | 50 |
| Seznam použitých informačních zdrojů .....            | 51 |
| Seznam obrázků.....                                   | 53 |
| Seznam tabulek .....                                  | 54 |
| Seznam grafů .....                                    | 54 |





## Úvod

Vzhledem k tomu, že se spotřeba neobnovitelných zdrojů energie a problémy životního prostředí stávají stále větší hrozbou pro lidstvo a celé životní prostředí kolem nás, začíná být v současnosti změna energetické struktury velice důležitým tématem v oblasti vývoje nových technologií. S rostoucími environmentálními a legislativními tlaky se nyní výrobci snaží rychle vyvíjet hybridní a pak hlavně čistě elektrická vozidla. Elektrická vozidla představují jedno z ekologických řešení budoucích požadavků na mobilitu a jsou všeobecně považována jako vize takzvané zelené dopravy. I když se preference spotřebitelů pomalu mění, čistě elektrická vozidla mají stále ještě dlouhou cestu, než budou akceptována širokou veřejností. To ale nemění nic na tom, že trh s elektrickými vozidly v posledních letech výrazně vzrostl a při dodržení současného trendu se dá očekávat, že v příštích letech ještě dramaticky poroste.

S tím, jak se přijetí elektrických vozidel zvyšuje, se ale také zvyšují požadavky spotřebitelů, kteří tak vyvíjejí tlak na výrobce. Hlavními požadavky jsou především zvýšení dojezdu automobilu na jedno nabití baterie a také zvýšení výkonu vozidla.

Pro uspokojení těchto požadavků se pozornost zaměřila na pohonný systém elektrických vozidel. Architektura hnacího ústrojí elektromobilu se tak stává klíčovým bodem výzkumu a vývoje na celém světě. Takováto architektura pro pohonnou jednotku elektrického vozidla se skládá z mnoha subsystémů sestavených dohromady. Jedním z takových zkoumaných subsystémů je i převodové ústrojí. Pro to, aby byla elektrická energie automobilu plně a efektivně využita, je tedy zapotřebí správné navrhnutí převodovky automobilu. [1]

Cílem práce je provést rešerši používaných převodovek u čistě elektrických osobních automobilů a následně zpracovat zjednodušený konstrukční návrh dvoustupňové převodovky pro stávající elektromobil dle vlastního výběru, který je vybavený pouze jednostupňovým reduktorem.



# 1 Elektromotor

Elektromotor je jednou z nejdůležitějších součástí každého elektromobilu. Elektromotor je elektrické zařízení, které dokáže měnit elektrickou energii na mechanickou práci. V automobilovém průmyslu se elektromotory používají jako točivé elektrické stroje, které pro svoji činnost využívají střídavý elektrický proud a silové účinky magnetického pole. Elektromotory jsou velice efektivní mechanická zařízení, protože mají účinnost obvykle okolo 90 % a navíc jsou schopny rekuperace, pomocí které se při brzdění vrací elektrická energie zpět do akumulátoru. Každý elektromotor tvoří dvě základní části – rotor a stator. V automobilovém průmyslu se využívá několik druhů elektromotorů, ale nejpoužívanější z nich jsou asynchronní motory a synchronní motory s permanentními magnety. [2][3]

Asynchronní motor je točivý elektrický stroj, který pracuje na střídavý proud. Jedná se o nejvíce používaný typ elektromotoru v elektrotechnice. Pro svoji činnost využívá elektromagnetické indukce, a proto je také označován jako indukční motor. *„Základem činnosti asynchronního stroje je vytvoření točivého magnetického pole statoru, které vznikne průchodem střídavého trojfázového proudu vinutím statoru. Toto magnetické pole indukuje v rotoru napětí a vzniklý proud rotoru vyvolává magnetický tok, který je spřažen se státorem. Spřažený magnetický tok vyvolá silové působení na rotor a tím otáčení rotoru. Asynchronní stroj může dávat na výstupní hřídeli kroutící moment jen tehdy, pokud rychlost otáčení magnetického pole statoru je rozdílná oproti mechanickým otáčkám rotoru.“* Asynchronní motor je nejvíce zastoupený elektromotor v čistě elektrických vozidlech a je používán například ve většině modelů značky Tesla. [4]

Druhou nejvýznamnější skupinou elektromotorů v automobilovém průmyslu jsou synchronní motory s permanentními magnety. Tento typ motoru pracuje na střídavý proud, který je přiveden na stator, kde vytváří točivé magnetické pole. Rotor obsahuje permanentní magnety, které vytvářejí konstantní magnetické pole a práce motoru je založena na interakci točivého magnetického pole na statoru a konstantního magnetického pole na rotoru. Tento typ elektromotoru používá například Chevrolet Bolt EV, nebo Tesla Model 3. [2] [3]



Obrázek 1: Synchronní motor s permanentními magnety [12]



## 2 Převodovky

Převodovky, kterými se bude tato práce zabývat, jsou jednou z nejdůležitějších součástí každého automobilu, ať je to plně elektrické vozidlo, nebo automobil se spalovacím motorem. Základními funkcemi každé převodovky jsou obecně přenos a přeměna točivého momentu z motoru, změna smyslu otáčení hnané nápravy při zařazení reverzního chodu, nebo přerušování toku točivého momentu z motoru na hnanou nápravu při zařazení "neutrálu" a stání na místě. Nejdůležitější úkol převodovky je změna převodu mezi motorem a hnanou nápravou tak, aby měl motor stále vysoké otáčky, při kterých pracuje nejefektivněji, a to bez ohledu na rychlost vozidla, nebo jízdní podmínky, které mohou při jízdě nastat. Zároveň ale musí být zaručeno, že je na kola stále posílána dostatečně velká hnací síla, aby bylo vozidlo schopné překonávat jízdní odpory. [5]

V automobilovém průmyslu se klade při vývoji převodovek největší důraz na dosažení maximálního využití výkonu motoru. Převodovky jsou navrhovány tak, aby měly co nejvyšší účinnost a bylo možné dosáhnout plynulé změny převodových stupňů. Mezi další požadavky, které by měla převodovka splňovat, patří například zaručení spolehlivosti a dlouhé životnosti, a při konstrukci převodovky se musí brát v potaz malé rozměry, nízká hlučnost a co nejmenší hmotnost. Jedním z hlavních faktorů, od kterých se odvíjí konstrukce převodovky, je uložení motoru, to znamená jestli je motor vpředu, vzadu, podélně, nebo napříč. Převodovka se obvykle skládá z převodové skříně, která má funkci rámu, a samotného převodového mechanismu. [5]

### 2.1 Rozdělení převodovek

Převodovky můžeme dělit podle několika různých kritérií. Jedním z těchto kritérií je způsob, jakým bude uživatel převodovku ovládat, dále to může být například konstrukce převodovky. Základní rozdělení převodovek je podle druhu řazení, podle změny převodových stupňů a podle druhu převodu. [5]

#### 2.1.1 Rozdělení podle druhu řazení

Při dělení podle tohoto kritéria můžeme rozdělit převodovky na tři skupiny – manuální převodovky, poloautomatické převodovky a automatické převodovky. Manuální převodovky používají k řazení rychlosti řadicí páku, kterou ovládá řidič vozidla pomocí vlastní síly. Podobně tomu je i u poloautomatické převodovky jen s rozdílem, že jsou při řazení používány ještě další pomocné mechanismy. Nejčastěji se používají vzduch, kapaliny, tlak, síly pružin, nebo elektromagnetické síly. [5]



U automatické převodovky zvolí řidič pouze režim jízdy a samotné řazení rychlostí pak probíhá plně automaticky, čímž se znatelně usnadňuje ovládání vozidla. Řídící jednotka sleduje například zvolený režim jízdy, zatížení motoru, nebo polohu akceleračního pedálu a na základě toho vyhodnotí, jaký rychlostní stupeň zařadit. [5]

### 2.1.2 Rozdělení podle změny převodových stupňů

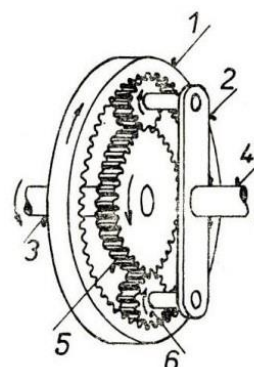
V rámci tohoto rozdělení můžeme převodovky dělit na stupňové a převodovky s plynulou změnou převodového poměru. Stupňové převodovky dokáží měnit převodový poměr pouze ve stupních a při ručním řazení dochází k přerušování přenášeného točivého momentu, u automatických převodovek k tomuto jevu nedochází. Jedná se zejména o převodovky s čelními ozubenými koly a planetovými ozubenými koly. Jejich výhodou je, že umožňují přenos vysokých výkonů. [5]

Převodovky s plynulou změnou převodového poměru umožňují plynulou změnu převodu mezi vstupní a výstupní hřídelí. Příkladem mohou být převodovky s hydraulickým měničem, řemenová převodovka, nebo řetězová převodovka. [5]

### 2.1.3 Rozdělení podle druhu převodu

Převodovky je možné podle druhu převodu dále rozdělit na několik dalších skupin. Jednou z více používaných jsou dvouhřídelové převodovky. Tento typ převodovek tvoří dva hlavní hřídele – hnací a hnaný hřídel. Hřídele neleží na stejné ose, ale jsou umístěny rovnoběžně vedle sebe. Všechna ozubená kola jsou neustále v záběru a řazení probíhá pomocí spojky, která připojí volně se protáčející kolo k hřídeli pro přenos točivého momentu. Převod je ale pokaždé tvořen pouze jedním párem kol. Tento typ převodovky se používá převážně u vozidel, které mají hnací ústrojí uloženo napříč. [5]

Dalším hojně používaným typem převodovky jsou planetové převodovky. Jak je vidět na obrázku č. 2, planetová převodovka se skládá z korunového kola (prstence), planetového (centrálního) kola a několika satelitů. Hnací hřídel může být teoreticky přiveden na jakýkoliv prvek převodovky, ale zpravidla bývá připojen na planetové kolo. Satelity jsou uloženy na unašeči a jsou neustále v záběru s korunovým kolem i s planetovým kolem. Spojením více planetových převodů dostaneme vícestupňovou planetovou převodovku. Řazení probíhá pomocí zabrzdění, nebo odbrzdění některé části převodovky. K tomu se používají převážně lamelové spojky. [5]



Planetové kolo (1 – korunové kolo, 2 – nosič satelitů, 3 – hnací hřídel, 4 – hnaný hřídel, 5 – planetové kolo, 6 – satelit)

Obrázek 2: Schéma planetové převodovky [13]



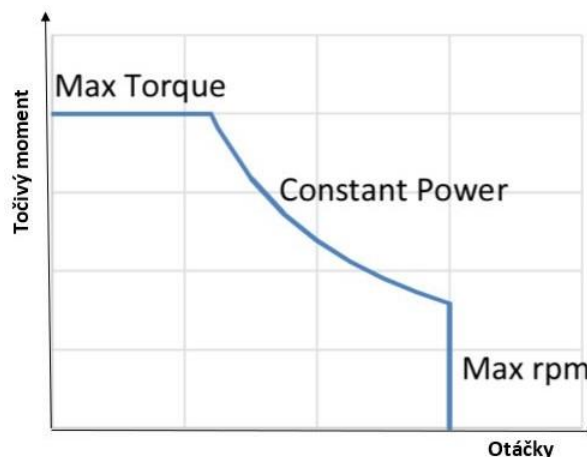
Jednou z hlavních výhod tohoto typu převodu je možnost řadit i při zatížení bez přerušení přenosu točivého momentu a díky tomu se používají v automatických převodovkách. Planetové převodovky se také vyznačují vysokou účinností a oproti hřídelovým převodovkám jsou mnohem kompaktnější. [5]

Dalšími typy jsou například tříhřídelové, řetězové, řemenové, nebo rozdělovací převodovky, jejichž úkolem je rozdělit točivý moment v případě pohonu více náprav. Za zmínku ještě stojí převodovky s hydrodynamickým měničem, což je zařízení, které pomocí proudění kapaliny uvnitř měniče dokáže přenést točivý moment mezi hřídeli s odlišnými otáčkami a při rozdílu rychlostí dochází k násobení momentu. Hydrodynamické měniče se používají v automatických převodovkách. [5]



### 3 Převodovka pro elektromobil

Spalovací motor a elektromotor mají mezi sebou několik výrazných rozdílů. Elektromotor je v podstatě jednodušší než spalovací motor. Pístový (spalovací) motor pracuje na principu toho, že převádí přímočarý pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele. K tomu je potřeba klikový mechanismus a ojnice a jedná se zároveň o složený pohyb. Na rozdíl od toho si elektromotor vystačí pouze s rotačním pohybem, což způsobuje, že nepotřebuje složitý a mechanicky ztrátový mechanismus. I díky tomu mají elektromotory vyšší účinnost než spalovací motory. Jednou z hlavních odlišností je, že zatímco spalovací motor vyžaduje ke svému efektivnímu provozu vícestupňovou převodovku, tak elektromotor se obvykle dokáže obejít bez ní. Zásadní vliv na tom má odlišná momentová charakteristika a větší rozsah pracovních otáček. [1] [7]



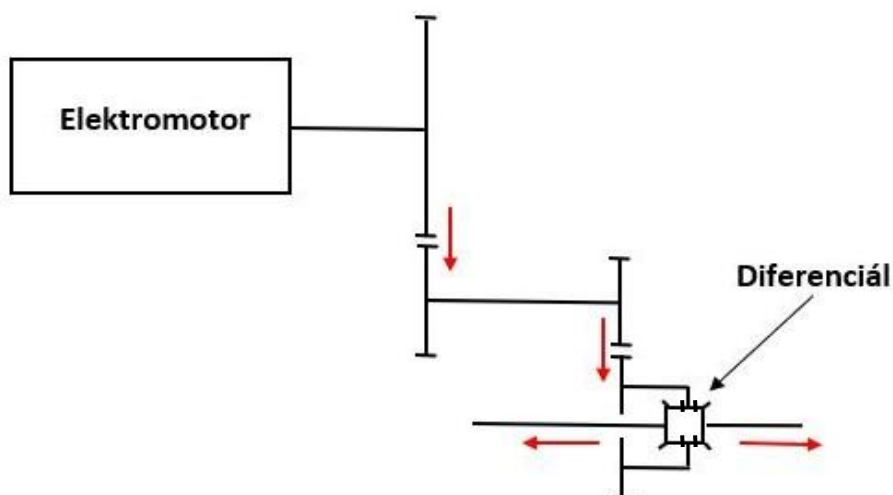
Obrázek 3: Momentová charakteristika [14]

#### 3.1 Jednostupňová převodovka

Jak už bylo řečeno, elektromotory ke svému provozu nepotřebují složité vícestupňové převodovky, a proto je v současnosti převodový systém plně elektrických vozidel nejčastěji řešen pomocí jednostupňové převodovky, která má konstantní redukční převodový poměr, se stálým (koncovým) převodem diferenciálu hnané nápravy. Vzhledem k momentové charakteristice je pro elektromotory typické, že mají maximální točivý moment konstantní už od nulových otáček, pak se zvyšováním otáček vstupuje elektromotor do oblasti konstantního výkonu a točivý moment postupně klesá až do dosažení maximálních otáček motoru. Jak je tedy vidět, tak elektromotory mají nejvyšší točivý moment už od nulových otáček, a proto elektromobily nepotřebují pomalé převody na to, aby se automobil rozjel, jako je tomu u spalovacích motorů. Další výrazný rozdíl, který se týká případného použití vícestupňové převodovky, je rozsah otáček. Elektromotor může mít až o jeden řád vyšší otáčky než spalovací motor (obvykle maximálně 6 000 – 7 000 ot/min) a to až 20 000 otáček za minutu, ale běžně to bývá maximálně okolo 12 000 – 15 000 otáčet za minutu. Elektromotory mají oblast vysoké účinnosti v mnohem větší šíři otáček, než je tomu u spalovacích motorů. Příkladem může být Volkswagen e-Golf, který má konstantní maximální výkon přibližně od 3 000 otáček za minutu do maxima, což je 12 000 otáček za minutu. [1] [6] [7]



Výraznou výhodou použití jednostupňové převodovky s konstantním převodem je její jednoduchost, kompaktnost a cena v porovnání s vícestupňovou převodovkou. Použitím tohoto typu převodovky se také šetří hmotnost, snižují se ztráty v přenosovém ústrojí, takže by auto mělo mít větší dojezd a sníží se hlučnost. Na druhou stranu, jelikož je u těchto převodovek potřeba vysoký převodový poměr, tak při maximální rychlosti vozidla pracuje elektromotor ve velice vysokých otáčkách, a to přispívá k vysoké spotřebě energie, protože motor musí pracovat mimo oblast vysoké účinnosti. [1] [7] [9]



Obrázek 4: Schéma jednostupňové převodovky [1]

Nejprodávanější plně elektrická auta (za rok 2019 v Evropě) [8]:

1. Tesla Model 3 – jednostupňový konstantní redukční převod, pohon zadních kol, nebo pohon všech kol s motorem na obou nápravách
2. Renault ZOE – jednostupňový konstantní redukční převod, pohon předních kol
3. Nissan LEAF – jednostupňový konstantní redukční převod, pohon předních kol
4. Volkswagen e-Golf – jednostupňový konstantní redukční převod, pohon předních kol
5. BMW i3 – jednostupňový konstantní redukční převod, pohon zadních kol

Jak je vidět, tak všechny nejprodávanější plně elektrické automobily používají jednostupňovou převodovku s konstantním redukčním převodem. Elektromotor je ve většině případů uložený napříč.

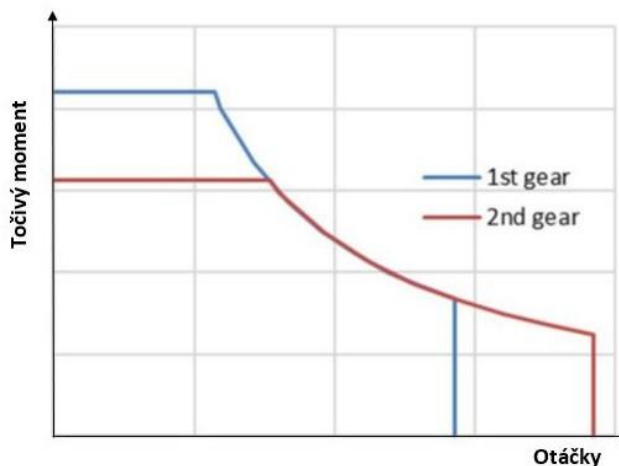


Příklad řešení pohonného systému pro Tesla Model S:

Elektromotor je napájen z baterie, která je umístěna uprostřed vozidla. Baterie představuje zdroj stejnosměrného napětí. To se ještě před vstupem do motoru musí pomocí střídače přeměnit na střídavé napětí, protože je zde použit asynchronní elektromotor, který ke svému provozu potřebuje střídavé napětí, respektive proud. Následuje již zmíněný elektromotor, který vytváří točivý moment. Poté následuje jednostupňová redukční převodovka s konstantním převodovým poměrem 9,73:1 a poslední částí je diferenciál.

### 3.2 Dvoustupňová převodovka

Jak už bylo řečeno, tak elektromotor v elektromobilu dokáže bez problémů fungovat pouze s jednoduchým redukčním převodem, díky kterému spoří váhu a cenu celého vozidla, ale přidání druhého rychlostního stupně přináší také značné výhody. Dvoustupňová převodovka řeší díky proměnnému převodovému poměru problém s vysokou spotřebou energie. Při použití tohoto typu převodovky slouží první převodová rychlost pro generování většího točivého momentu, zatímco druhá převodová rychlost slouží pro generování vyšší rychlosti pomocí menšího redukčního poměru. Převodové poměry jsou obecně voleny tak, aby se elektromotor udržoval v oblasti nejvyšší účinnosti a zároveň bylo možné pohodlně dosáhnout vyšší stoupavosti a vyššího rozsahu rychlostí. Vhodně konstruovaná vícestupňová převodovka dokáže zvýšit účinnost elektrického pohonu až o několik procent. [1] [6] [7]



Obrázek 5: Momentová charakteristika 2st. převodovky [14]

Dvoustupňová převodovka má ale i další výhody. Dokáže například prodloužit dojezd vozidla (zatím jen o pár procent), nebo naopak její použití může přinést zmenšení drahých a současně těžkých akumulátorů. Na druhou stranu nevýhodou je zvýšení hmotnosti a tím, že se jedná o složitější mechanismus, roste i cena s porovnáním s jednostupňovou převodovkou. [1] [6] [7]



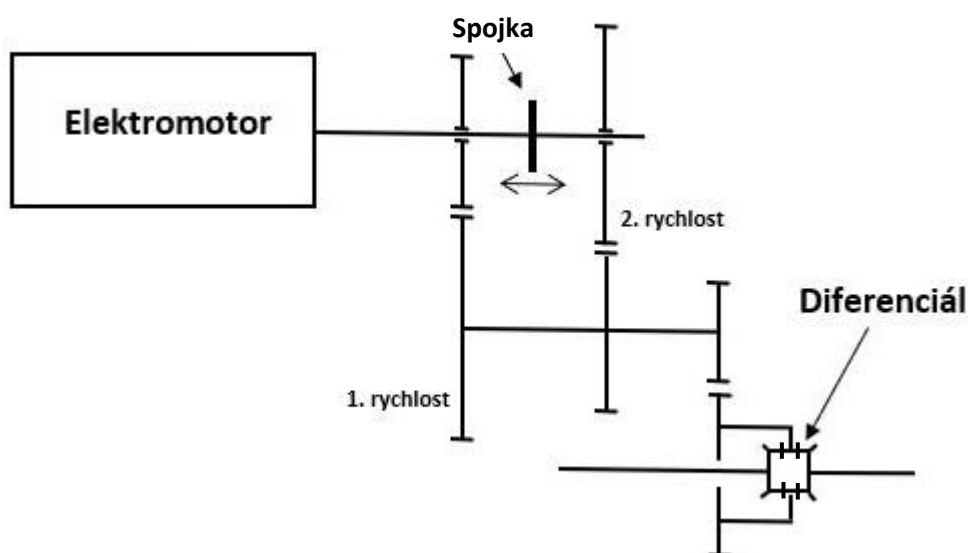


### 3.3 Příklady konstrukčních řešení dvoustupňové převodovky

#### 3.3.1 Převodovka s aktivní synchronizací

Toto konstrukční řešení používá metodu aktivní synchronizace, která zjemňuje spojení zubové spojky s ozubeným kolem vybraného převodu. Toho je docíleno přizpůsobením rychlosti otáčení spojky s požadovanou rychlostí otáčení vybraného ozubeného kola. Elektromotor je nastaven na požadovanou rychlost ještě před začátkem spojení, což sníží náraz při párování zubové spojky s ozubeným kolem, protože obě součásti mají stejnou úhlovou rychlost. Aby bylo tohoto procesu možné dosáhnout je vše ovládáno pomocí VCU (Vehicle Control Unit). [1]

Automobil začíná se zařazeným prvním rychlostním stupněm. Při zrychlování je rychlost neustále měřena senzorem na kole a přeposílána do VCU. Jakmile se auto dostane do dostatečné rychlosti pro zařazení druhého rychlostního stupně, VCU zadá příkaz na přeřazení. V rámci toho se spojka vyřadí a dokud nedosáhne neutrální polohy, tak se elektromotor volně protáčí. Zároveň je aktuální, senzorem měřená, hodnota rychlosti přenásobena převodovým poměrem řazeného převodu, aby tím byla stanovena cílová rychlost pro motor. Jakmile se zubová spojka dostane do neutrální polohy, je elektromotor nastaven do režimu regulace otáček, aby dosáhl požadované rychlosti. Po dosažení této rychlosti se elektromotor opět nechá volně protáčet a spojka se začne spojovat s druhým převodem. Když je spojení potvrzeno a je zařazen druhý rychlostní stupeň, motor se přepne do režimu regulace točivého momentu a tím se celý proces ukončí. [1]



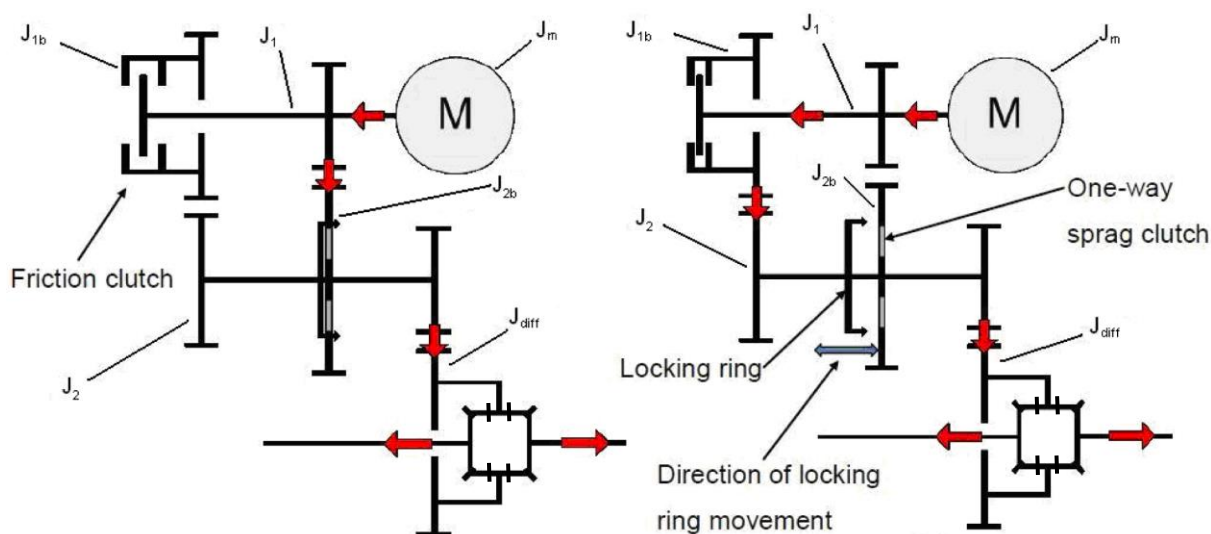
Obrázek 6: Převodovka s aktivní synchronizací [1]



### 3.3.2 Převodovka s dvojicí spojek

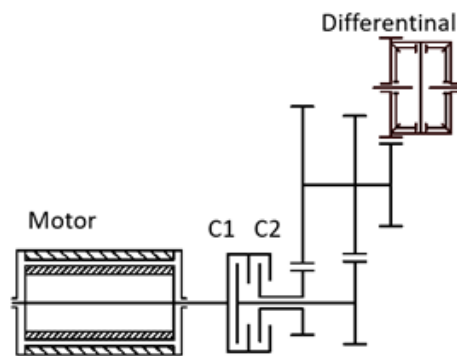
Takto řešená dvoustupňová převodovka představuje jednoduchý a kompaktní systém, který zajišťuje vysokou kvalitu řazení. Hlavními komponenty této převodovky jsou třecí spojka a jednosměrná volnoběžná spojka. Součástí převodovky je ještě pojistný kroužek, který zabraňuje protáčení volnoběžné spojky při zpomalování na prvním rychlostním stupni, nebo plní funkci parkovací brzdy, když je zapojen současně s třecí spojkou. [7]

Auto opět začíná se zařazeným prvním rychlostním stupněm a sepnutou volnoběžnou spojkou. Za účelem zařazení na druhý rychlostní stupeň se nejdříve uvolní pojistný kroužek. Následně se začne postupně zapojovat třecí spojka, přes kterou se začne přenášet točivý moment z motoru. To vyvolá snížení točivého momentu přenášeného přes volnoběžnou spojku. Následně se sníží točivý moment elektromotoru, což vyvolá požadované snížení rychlosti a to způsobí, že se volnoběžná spojka začne protáčet. Nakonec je plně zapojena třecí spojka, čímž je zařazen druhý rychlostní stupeň a tím je celý proces ukončen. [7]



Obrázek 7: Schéma 2st. převodovky se zařazením 1. a 2. rychlostního stupně [15]

Podobná koncepce je vidět i na obrázku číslo 8. Jedná se opět o velice jednoduchý systém, díky kterému se bez problémů splní požadavky na vysoký točivý moment, nebo vysokou rychlost. Řazení je zde řešeno pomocí dvojice spojek, v tomto případě se jedná o dvojici třecích spojek. Je-li při provozu zapojená třecí spojka C2, tak je zařazen první rychlostní stupeň a když je zapojená třecí spojka C1, tak je zařazená druhá rychlost. [9]



Obrázek 8: 2st. převodovka s dvojicí třecích spojek [9]

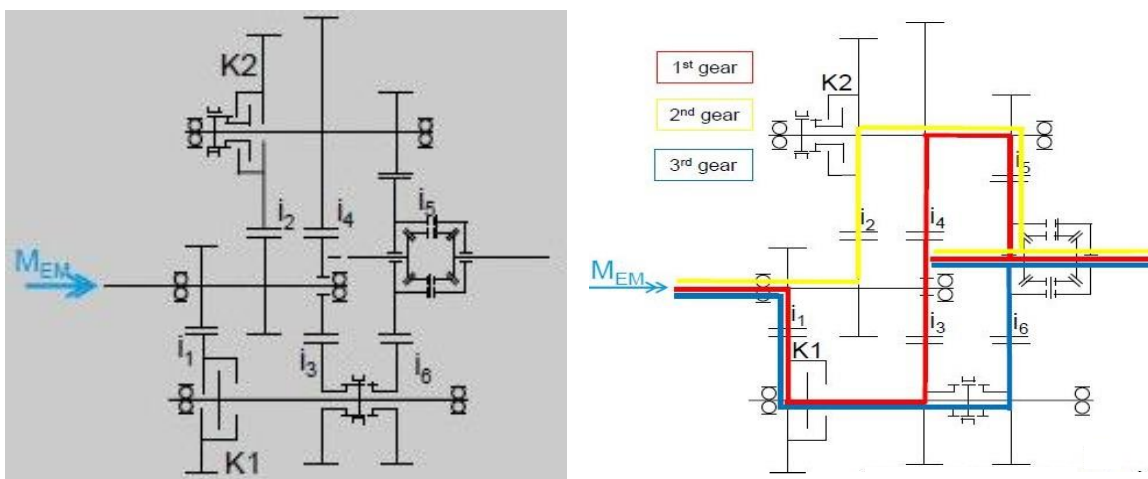


### 3.3.3 Další způsoby řešení převodovky plně elektrických vozidel

#### Třístupňová převodovka

Jedním z méně obvyklých řešení je třístupňová převodovka. Jak je vidět na obrázku číslo 9, jde o složitější mechanismus než u předchozí jednostupňové a dvoustupňové převodovky, ale i toto řešení má několik velice užitečných vlastností. Díky vysokému převodovému poměru první rychlosti, je možné použít elektromotor s nižším točivým momentem (než by tomu bylo u jednostupňové převodovky) a zároveň se zvýší otáčky motoru. Následkem toho je, že se použije menší, a tudíž i lehčí elektromotor, ale kvůli vysoké rychlosti otáčení musí být kladen větší důraz na jednotlivé komponenty převodovky, jako například na ložiska. [10]

První převodová rychlost slouží klasicky pro generování vysokého točivého momentu. Převodový poměr druhého rychlostního stupně je navrhován tak, aby se minimalizovaly ztráty elektromotoru a celého převodového ústrojí a druhá rychlost je pak energeticky nejvýhodnější. Třetí rychlostní stupeň slouží pro generování maximální rychlosti vozidla. [10]

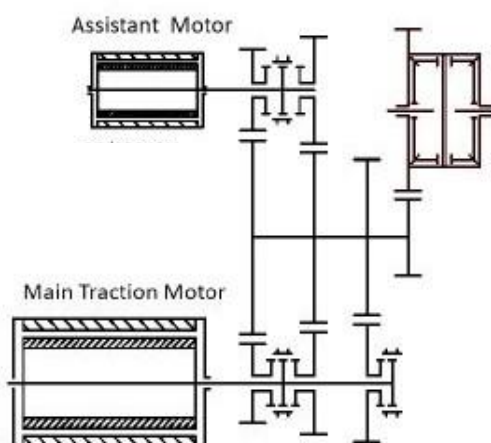


Obrázek 9: Schéma třístupňové převodovky [10]



### Víceřadová převodovka se systémem dvou motorů

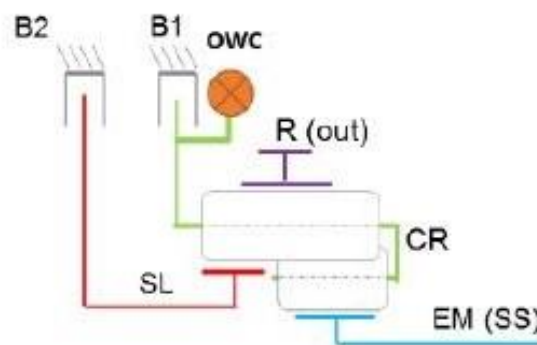
Další z netradičních konceptů je víceřadová převodovka se systémem dvou motorů – hlavní hnací motor a pomocný motor. Hlavní motor má tři rychlostní stupně a pomocný motor má dva rychlostní stupně. Oba motory sdílejí výstupní hřídel, která je spojena s diferenciálem. Hlavní výhodou této převodovky je přítomnost dvou motorů, které spolu spolupracují. Při přeřazení je vždy alespoň jeden z motorů připojen na výstupní hřídel a díky tomu nedochází k úbytku výkonu. [9]



Obrázek 10: Převodovka se systémem dvou motorů [9]

### Dvoustupňová planetová převodovka

Dalším řešením je použití dvoustupňové planetové převodovky typu Ravigneaux. Vstupní hřídel je přiveden na malé centrální kolo (SS) a výstupem je prstavec (R), který je následně spojený s diferenciálem. Řazení probíhá pomocí dvou brzd B1 a B2, kdy brzda B1 pracuje ještě ve spolupráci s volnoběžnou spojkou. Brzda B1 je spojena s unašečem (CR) a brzda B2 je spojena s velkým centrálním kolem (SL). V provozu funguje převodovka tak, že pro zařazení prvního rychlostního stupně je zapojená brzda B1 a unašeč se přestane otáčet a pro zařazení druhého rychlostního stupně se zapojí brzda B2, čímž se přestane otáčet velké centrální kolo. Brzda B1 se také používá pro brzdění motorem při jízdě z kopce a je zapojená, když se vozidlo pohybuje v reverzním chodu. Volnoběžná spojka je použita pro co nejrychlejší zařazení první rychlosti bez prodlev. [11]




Obrázek 11: Schéma dvoustupňové planetové převodovky [11]



## 4 Návrh převodovky

Cílem práce je navrhnout dvoustupňovou převodovku pro stávající elektromobil vlastního výběru, který je vybaven pouze standardním jednostupňovým redukčním převodem a následně porovnat varianty s jednostupňovou a dvoustupňovou převodovkou. Převodovka bude hřídelového typu a jelikož je u elektromobilů nutné dosáhnout velkých převodových poměrů, tak se bude jednat o tříhřídelovou převodovku, která bude mít na vstupu jedno ozubené soukolí jako redukcí.

Jako stávající elektromobil pro návrh dvoustupňové převodovky byl zvolen Nissan Leaf (verze 2019). Jedná se o japonský pětidveřový hatchback s pohonem předních kol. Vozidlo pohání synchronní motor s permanentními magnety o výkonu 110 kW, který napájí Lithium-iontová baterie od firmy AESC s kapacitou 40 kWh. Další parametry potřebné k samotnému návrhu převodovky jsou uvedeny v tabulce č. 1. Nissan Leaf je jedním z nejprodávanějších elektrických automobilů v Evropě.

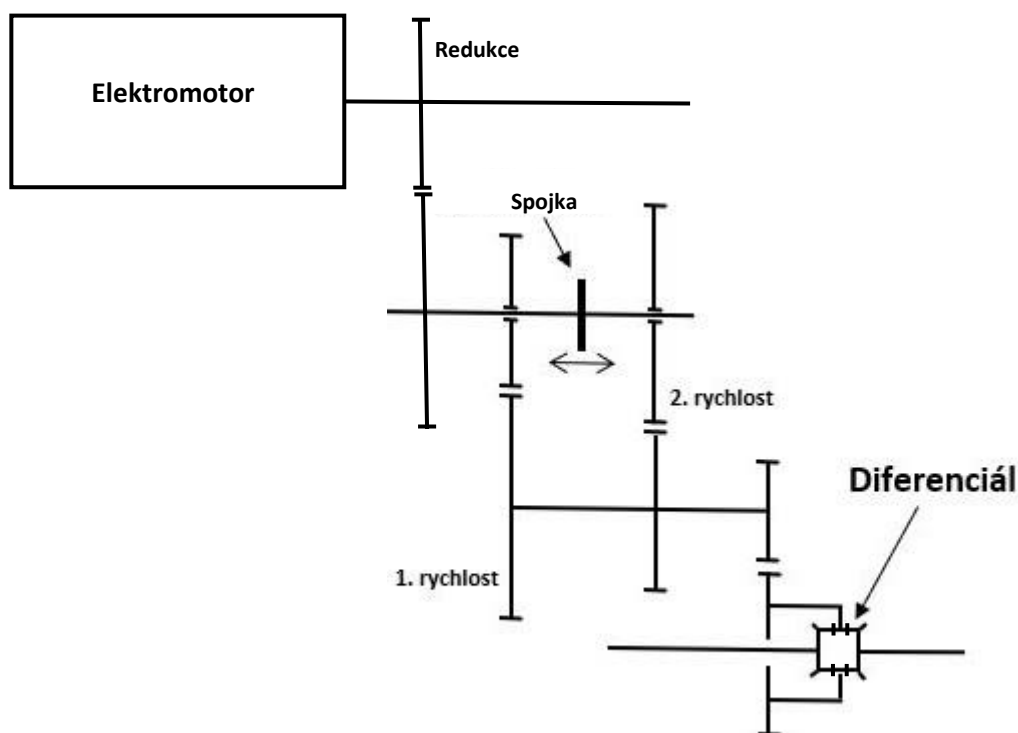
| Parametry elektromobilu   |   |                              |
|---|---|------------------------------|
| <br><i>Obrázek 12: Nissan Leaf [16]</i> | Typ pohonu                                  | Pohon přední nápravy         |
|   | Hmotnost                                    | $m = 1995 \text{ kg}$        |
|   | Obsah čelní plochy                          | $S_x = 2,3 \text{ m}^2$      |
|   | Koeficient odporu vzduchu                   | $c_x = 0,28$                 |
|   | Maximální rychlost                          | $v_{max} = 144 \text{ km/h}$ |
| Elektromotor  |   |                              |
| Typ motoru  | Synchronní motor s permanentními magnety    |                              |
| Výkon   | P [kW]                                      | 110                          |
| Maximální otáčky  | $n_{max} [\text{ot}/\text{min}]$            | 9795                         |
| Otáčky při max. točivém momentu   | $n_{Mk \text{ max}} [\text{ot}/\text{min}]$ | 3283                         |
| Pneumatiky  |   |                              |
| Typ pneumatik   | 215/50R17 90V                               |                              |
| Dynamický poloměr pneumatik   | $r_{pneu} [m]$                              | 0,3155                       |

Tabulka 1: Parametry vozidla



## 4.1 Koncepce převodovky

Navrhovaná převodovka je koncipována jako tříhřídelová převodovka, která má na vstupu předřadnou redukci, kterou následují dvě řaditelné rychlosti. Řazení probíhá pomocí zubové spojky, která při zařazení dané rychlosti připojí ozubené kolo, uložené na jehličkových ložiskách, k hřídeli. Zjednodušené schéma koncepce převodovky je vidět na obrázku č. 13.



Obrázek 13: Schéma převodovky

## 4.2 Určení předběžných převodových poměrů

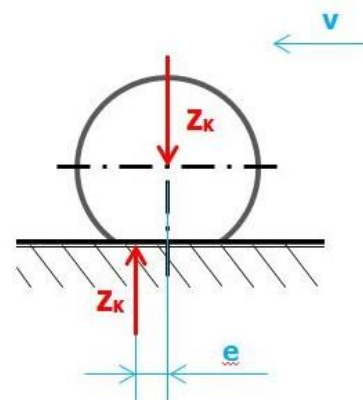
### 4.2.1 Předběžný převodový poměr 1. rychlosti

První rychlostní stupeň slouží pro generování většího točivého momentu při nižších rychlostech. Předběžný převodový poměr první rychlosti je navržen tak, aby hnací síla překonala jízdní odpory při rozjezdu a nízké rychlosti. Výsledný převodový poměr bude upraven v následujících kapitolách.



#### 4.2.1.1 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká, když se těleso kruhového průřezu valí po pevné podložce, v našem případě při styku pneumatiky s vozovkou. Pneumatika se pod tíhou vozidla deformuje a přenáší síly z vozidla na vozovku a naopak. Tím se vytvoří silová dvojice  $Z_K$ . Reakce mezi pneumatikou a vozovkou se posune před pneumatiku o vzdálenost  $e$ , protože pneumatika při jízdě nestačí vyrovnávat deformaci v přední části stopy. [17]



Obrázek 14: Valivý odpor [18]

Pro jedno kolo platí vztah:

$$O_{fK} = Z_K \cdot f_K \quad (1)$$

Mají-li všechna kola na vozidle stejnou hodnotu součinitele valivého odporu, tak pro celkový odpor valení platí vztah:

$$O_f = G \cdot f \quad (2)$$

Kde:

$G$  – Tíhová síla vozidla [N]

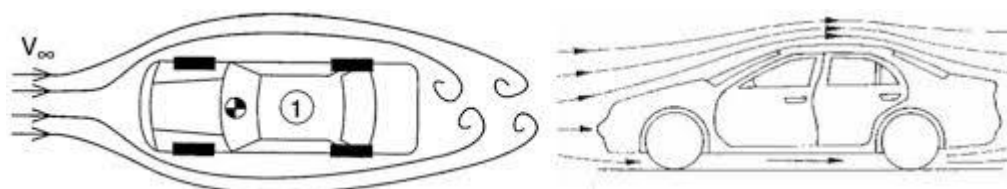
$f$  – Součinitel valivého odporu [-]

Za předpokladu, že povrchem bude asfalt, dosadíme za hodnotu součinitele valivého odporu  $f = 0,01$  a určíme odpor valení jako:

$$O_f = m \cdot g \cdot f = 1995 \cdot 9,81 \cdot 0,01 = 195,71 \text{ N} \quad (3)$$

#### 4.2.1.2 Odpor vzduchu

Dalším jízdním odporem je odpor vzduchu. Odpor vzduchu je způsoben prostředím, ve kterém se vozidlo pohybuje. Vyjadřuje odporovou sílu laminárního a turbulentního obtékání karoserie, která směřuje proti pohybu vozidla. Na velikost odporu vzduchu má největší vliv tvarový (aerodynamický) odpor a dále potom indukovaný odpor, který je důsledkem vzdušných vírů, a třecí odpor. [19]



Obrázek 15: Aerodynamika vozidla [20]



Pro výpočet platí následující vztah:

$$O_{vzd} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 \quad (4)$$

Kde:

$\rho_{vzd}$  – Hustota vzduchu [kg/m<sup>3</sup>]

$S_x$  – Čelní plocha automobilu [m<sup>2</sup>]

$c_x$  – Koeficient odporu vzduchu [-]

$v$  – Rychlost proudění vzduchu [m/s]

Jelikož určujeme jízdní odpory převážně pro rozjezd a nízké rychlosti automobilu, bude hodnota odporu vzduchu nízká, a proto ji pro výpočet prvního rychlostního stupně nebudeme uvažovat.

#### 4.2.1.3 Odpor ze stoupání

Dalším jízdním odporem, který musíme uvažovat, je odpor ze stoupání. Odpor vzniká při jízdě vozidla na podélném svahu. Velikost odporu ze stoupání je dána vztahem (5).

$$O_s = G \cdot s \quad (5)$$

Kde:

$G$  – Tíhová síla vozidla [N]

$s$  – Stoupání [%]

Na silnicích jsou obvykle maximální hodnoty stoupání 10 %. Po dosažení určíme hodnotu odporu ze stoupání jako:

$$O_s = m \cdot g \cdot s = 1995 \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 1957,1 \text{ N} \quad (6)$$

#### 4.2.1.4 Odpor ze zrychlení

Posledním významným jízdním odporem je odpor ze zrychlení, nebo jiným názvem setrvačný odpor. Vzniká při změně rychlosti vozidla tak, že při zrychlování působí odporová síla proti směru jízdy. Naopak při zpomalování působí ve směru pohybu vozidla. Odpor tvoří dvě složky – odpor posuvných částí a odpor zrychlení otáčejících se částí. Pro výpočet odporu zrychlení platí následující zjednodušený vztah:

$$O_z = m \cdot a \cdot \vartheta \quad (7)$$

Kde:

$m$  – Hmotnost vozidla [kg]

$a$  – Zrychlení vozidla [m/s<sup>2</sup>]

$\vartheta$  – Součinitel vlivu rotačních částí [-]





Jelikož se jedná o výpočet pro první převodový poměr, volím součinitel vlivu rotačních částí  $\vartheta = 1,25$ . Hodnota odporu ze zrychlení je  $O_z = 10\,208\text{ N}$ .

#### 4.2.1.5 Hnací síla a určení převodového poměru

Na základě zjištění jízdních odporů můžeme určit velikost potřebné hnací síly jako součet jednotlivých jízdních odporů.

$$F_H = \sum O_i = 12\,361\text{ N} \quad (8)$$

Po získání hodnoty potřebné hnací síly se následně může přejít k samotnému výpočtu předběžného převodového poměru pro první rychlost. Ten získáme pomocí následujících vztahů:

$$v = \frac{P}{F_H} \quad (9)$$

$$\omega_K = \frac{v}{r_{pneu}} = 28,2\text{ rad/s} \quad (10)$$

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mk\ max}}{60} = 343,62\text{ rad/s} \quad (11)$$

$$ic'_1 = \frac{\omega_M}{\omega_K} = \frac{343,62}{31,02} = 12,183 \quad (12)$$

Při výpočtu by se ještě mohla uvažovat účinnost. Běžná hodnota účinnosti převodového ústrojí bývá přibližně 92 %.

#### 4.2.2 Předběžný převodový poměr 2. rychlosti

Druhý rychlostní stupeň obvykle slouží pro generování vyšší rychlosti pomocí menšího redukčního převodového poměru. Předběžný převodový poměr je navržen tak, aby se využívalo maximálních otáček elektromotoru při zachování udávané maximální rychlosti vozidla 144 km/h. Výsledný převodový poměr pro druhý rychlostní stupeň bude upraven v následujících kapitolách.

$$n_K = \frac{30 \cdot (v_{max}/3,6)}{\pi \cdot r_{pneu}} = \frac{30 \cdot (144/3,6)}{\pi \cdot 0,3155} = 1211,3\text{ ot/min} \quad (13)$$

$$ic'_2 = \frac{n_{max}}{n_K} = \frac{9795}{1211,3} = 8,086 \quad (14)$$



### 4.3 Návrh počtu zubů a skutečných převodových poměrů

Jak již bylo řečeno, tak z důvodu velkých převodových poměrů bude převodovka řešena jako tříhřídelová s předřadnou redukcí, po které budou následovat dvě řaditelné rychlosti. To znamená, že součástí samotné převodovky budou tři soukolí s čelním ozubením a šikmými zuby. Na výstupu z převodovky bude ozubené kolo stálého převodu diferenciálu.

Jak je patrné ze schématu na obrázku č. 13, tak celkové předběžné převodové poměry je nutné vydělit převodovým poměrem redukce a stálým převodem diferenciálu a tím získat předběžné převodové poměry pro soukolí dva a tři, aby bylo možné určit počet zubů jednotlivých kol. Předběžné převodové poměry redukce  $i'_r$  a stálého převodu  $i'_s$  jsou zvoleny tak, aby výsledné převody byly co nejbližší hodnotám vypočítaným ve vztazích (12) a (14). Z tohoto důvodu je  $i'_r = 1,4$  a  $i'_s = 3,15$ .

$$i'_1 = \frac{ic'_1}{i'_r \cdot i'_s} \qquad i'_2 = \frac{ic'_2}{i'_r \cdot i'_s} \qquad (15)$$

| $ic'_1$ | $ic'_2$ | $i'_r$ | $i'_s$ | $i'_1$ | $i'_2$ |
|---------|---------|--------|--------|--------|--------|
| 12,183  | 8,086   | 1,4    | 3,15   | 2,762  | 1,834  |

Tabulka 2: Předběžné převodové poměry

Počty zubů pro pastorky jednotlivých soukolí jsem zvolil následovně – pro redukcí  $z_1 = 19$ , pro soukolí 2 (první rychlostní stupeň)  $z_3 = 19$  a pro soukolí 3 (druhý rychlostní stupeň)  $z_5 = 21$ . Počty zubů a skutečné převodové poměry jsou určeny podle následujících vztahů a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce č. 3.

$$z'_2 = z_1 \cdot i'_r \qquad z'_4 = z_3 \cdot i'_1 \qquad z'_6 = z_5 \cdot i'_2 \qquad (16)$$

$$i_r = \frac{z_2}{z_1} \qquad i_1 = \frac{z_4}{z_3} \qquad i_2 = \frac{z_6}{z_5} \qquad (17)$$

$$ic_1 = i_r \cdot i_1 \cdot i_s \qquad ic_2 = i_r \cdot i_2 \cdot i_s \qquad (18)$$

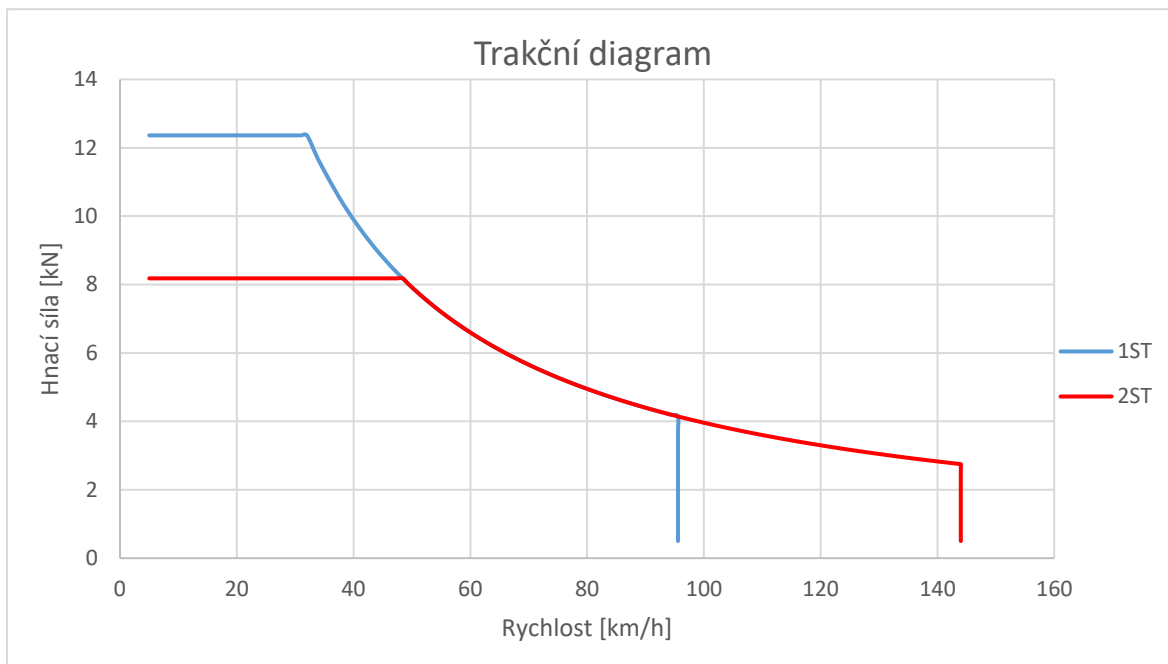
| Redukce | $z_1 = 19$ | Soukolí 2<br>(1. rychlost) | $z_3 = 19$ | Soukolí 3<br>(2. rychlost) | $z_5 = 21$ |
|---------|------------|----------------------------|------------|----------------------------|------------|
|         | $z_2 = 27$ |                            | $z_4 = 52$ |                            | $z_6 = 39$ |
| $i_r$   | $i_1$      | $i_2$                      | $i_s$      | $ic_1$                     | $ic_2$     |
| 1,421   | 2,737      | 1,857                      | 3,13       | 12,175                     | 8,261      |

Tabulka 3: Počty zubů a skutečné převodové poměry



#### 4.4 Trakční diagram

Na základě znalostí parametrů vozidla a skutečných převodových poměrů, stanovených v předchozí kapitole, můžeme sestavit trakční diagram vozidla, to znamená závislost hnací síly na rychlosti. Graf znázorňuje křivku konstantního výkonu elektromotoru a hnacích sil jednotlivých rychlostních stupňů a je ukončen maximální rychlostí vozidla, která byla zachována na 144 km/h.



Graf 1: Trakční diagram

#### 4.5 Točivý moment, výkon a otáčky jednotlivých hřídelů

Točivý moment na vstupním hřídeli získáme ze základních parametrů motoru. Ostatní dostaneme součinem momentu s převodovým poměrem a účinností ozubení, která má pro čelní ozubení s šikmými zuby hodnotu  $\eta = 0,98$ . Naopak při výpočtu otáček je třeba vstupní otáčky převodovým poměrem dělit. Jednotlivé momenty, výkony a otáčky jsou dány podle následujících vztahů a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce č. 4.

$$Mk_I = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad Mk_{II} = Mk_I \cdot i_r \cdot \eta \quad Mk_{III} = Mk_{II} \cdot i_1 \cdot \eta \quad (19)$$

$$P_I = P \quad P_{II} = P_I \cdot \eta \quad P_{III} = P_{II} \cdot \eta \quad (20)$$

$$n_I = n_{max} \quad n_{II} = \frac{n_I}{i_r} \quad n_{III\_1ST} = \frac{n_{II}}{i_1} \quad n_{III\_2ST} = \frac{n_{II}}{i_2} \quad (21)$$



| Hřídel | Točivý moment [Nm] | Výkon [kW] | Otáčky [ot/min] |
|--------|--------------------|------------|-----------------|
| 1      | 107,3              | 110        | 9795            |
| 2      | 149,4              | 107,8      | 6892,8          |
| 3      | 400,8              | 105,64     | 2518,5          |
|        |                    |            | 3711,5          |

Tabulka 4: Přehled točivých momentů, výkonu a otáček

## 4.6 Návrh ozubení

### 4.6.1 Výpočet modulu

Modul je základní parametr ozubených kol, který z velké části určuje velikost ozubeného kola. Jedná se o poměr průměru roztečné kružnice a počtu zubů. Určuje se na začátku výpočtů a jeho výsledná hodnota se vybere z normalizované řady uvedené v ČSN 01 4608. Pro návrh normálového modulu se využije následujícího vztahu:

$$m'_{ni} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot Mk_i}{\psi_m \cdot z_i \cdot \sigma_{FP}}} \quad (22)$$

Kde:

$Mk_i$  – Točivý moment na hřídeli [ $N \cdot mm$ ]

$z_i$  – Počet zubů pastorku [-]

$\psi_m$  – Poměrná šířka ozubení [-]

$K_F$  – Součinitel přídavného zatížení

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}$$

Pro výpočet modulu volím pomocný součinitel  $f_p = 18$  a poměrnou šířku ozubení  $\psi_m = 10$ . Jelikož úhel sklonu zubů na vstupním soukolí musí být větší než na následujících soukolích a s ohledem na osové vzdálenosti, volím  $\beta_r = 15^\circ$  a  $\beta_1 = \beta_2 = 12^\circ$ . Výsledky výpočtů modulů jsou uvedeny v tabulce č. 5.

| Soukolí     | Úhel sklonu zubu $\beta$ [°] | Předběžný modul $m'_n$ [mm] | Skutečný modul $m_n$ [mm] |
|-------------|------------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| Redukce     | 15                           | 2,25                        | 2,5                       |
| 1. Rychlost | 12                           | 2,52                        | 3                         |
| 2. Rychlost | 12                           | 2,43                        | 3,5                       |

Tabulka 5: Hodnoty jednotlivých modulů



#### 4.6.2 Osová vzdálenosti

Osová vzdálenost je vzdálenost mezi středy roztečných kružnic dvojice ozubených kol. Předběžná osová vzdálenost se vypočítá pomocí vztahu (23) a následně se zaokrouhlením na celé číslo získá skutečná osová vzdálenost. Ze schématu převodovky na obrázku č. 13 je zřejmé, že osově vzdálenosti soukolí dvě a tři musí být stejné.

$$a_r = \frac{m_r \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_r} \quad a_1 = \frac{m_1 \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_1} \quad a_2 = \frac{m_2 \cdot (z_5 + z_6)}{2 \cdot \cos \beta_2} \quad (23)$$

| Soukolí     | Vypočtená osová vzdálenost<br>$a$ [mm] | Skutečná osová vzdálenost<br>$a_w$ [mm] |
|-------------|--|---|
| Redukce     | 59,53                                  | 60                                      |
| 1. Rychlost | 108,88                                 | 108                                     |
| 2. Rychlost | 107,35                                 | 108                                     |

Tabulka 6: Osově vzdálenosti

##### 4.6.2.1 Kontrola osových vzdáleností

Maximální dovolená odchylka vypočítané a skutečné osové vzdálenosti je 30% modulu ozubení daného soukolí. Její výpočet je uveden ve vztahu (24). Výpočet skutečné odchylky je dán vztahem (25).

$$\Delta r = 0,3 \cdot m_r = 0,75 \text{ mm} \quad \Delta 1 = 0,3 \cdot m_1 = 0,9 \text{ mm} \quad \Delta 2 = 0,3 \cdot m_2 = 1,05 \text{ mm} \quad (24)$$

$$\Delta a_r = |a_r - a_{wr}| \quad \Delta a_1 = |a_1 - a_{w1}| \quad \Delta a_2 = |a_2 - a_{w2}| \quad (25)$$

$$\Delta a_r = 0,47 \text{ mm} \quad \Delta a_1 = 0,88 \text{ mm} \quad \Delta a_2 = 0,65 \text{ mm} \quad (26)$$

Všechna soukolí splnila kontrolu osových vzdáleností.

##### 4.6.2.2 Korekce osových vzdáleností

Z důvodu rozdílnosti vypočítaných a skutečných osových vzdáleností jednotlivých ozubených soukolí se provádí korigování ozubení. Jedná se o změnu rozměrů hlavy a paty zubů. Korekce může být kladná, nebo záporná. Úhel záběru v normálové rovině  $\alpha_n = 20^\circ$ . Výpočet celkové korekce je znázorněn ve vztazích (27) až (31). Výsledky jsou uvedeny v tabulce č. 7.

Úhel záběru v tečné rovině

$$\alpha_t = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (27)$$



Korigovaný úhel záběru v tečné rovině

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t\right) \quad (28)$$

Involuta tečného záběru

$$inv_{\alpha_t} = tg \alpha_t - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_t \quad (29)$$

Tečná korigovaná involuta

$$inv_{\alpha_{tw}} = tg \alpha_{tw} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw} \quad (30)$$

Celková korekce soukolí

$$(x_1 + x_2) = \frac{inv_{\alpha_{tw}} - inv_{\alpha_t}}{2 \cdot tg \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) \quad (31)$$

| Soukolí                 | Redukce  | 1. rychlost | 2. rychlost |
|-------------------------|----------|-------------|-------------|
| $\alpha_t$ [°]          | 20,647   | 20,41       | 20,41       |
| $\alpha_{tw}$ [°]       | 21,811   | 19,117      | 21,323      |
| $inv_{\alpha_t}$ [-]    | 0,016453 | 0,015874    | 0,015874    |
| $inv_{\alpha_{tw}}$ [-] | 0,019519 | 0,01296     | 0,018191    |
| $(x_1 + x_2)$ [mm]      | 0,1938   | -0,2843     | 0,1909      |
| $x_1$ [mm]              | 0,1938   | 0           | 0,1909      |
| $x_2$ [mm]              | 0        | -0,2843     | 0           |

Tabulka 7: Korekce ozubení



#### 4.6.3 Parametry ozubení

Geometrie ozubených soukolí obsahuje velké množství různých rozměrů. Nejdůležitější rozměry, nebo hodnoty potřebné pro další výpočty, jsou počítány pomocí vztahů (32) až (39) a výsledky jsou uvedeny v tabulkách č. 8 a 9.

Šířka ozubení

$$b_{w2} = \psi_m \cdot m_r \qquad b_{w4} = \psi_m \cdot m_1 \qquad b_{w6} = \psi_m \cdot m_2 \qquad (32)$$

Šířka ozubení pastorku

$$b_{w1} = b_{w2} + m_r \qquad b_{w3} = b_{w4} + m_1 \qquad b_{w5} = b_{w6} + m_2 \qquad (33)$$

Roztečný průměr

$$d_i = \frac{m_i \cdot z_i}{\cos \beta_i} \qquad (34)$$

Průměr patní kružnice

$$d_{fi} = d_i - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_i + 2 \cdot x_i \cdot m_i \qquad (35)$$

Kde:

$h_a^*$  – Poměrná výška hlavy zubu [-]

$c^*$  – Poměrná hlavová vůle [-],  $c^* = 0,25$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot h_a^* \cdot m_i + 2 \cdot x_i \cdot m_i \qquad (36)$$

Průměr valivé kružnice pastorku

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_{wr}}{i_r + 1} \qquad d_{w3} = \frac{2 \cdot a_{w1}}{i_1 + 1} \qquad d_{w5} = \frac{2 \cdot a_{w2}}{i_2 + 1} \qquad (37)$$

Průměr valivé kružnice druhých kol

$$d_{w2} = 2 \cdot a_{wr} - d_{w1} \qquad d_{w4} = 2 \cdot a_{w1} - d_{w3} \qquad d_{w6} = 2 \cdot a_{w2} - d_{w5} \qquad (38)$$

Průměr základní kružnice

$$d_{bi} = d_i \cdot \cos \alpha_{ti} \qquad (39)$$



| Soukolí                  |            | Redukce    |        |
|--------------------------|------------|------------|--------|
| Kolo                     |            | Pastorek 1 | Kolo 2 |
| Šířka ozubení            | $b_w [mm]$ | 27,5       | 25     |
| Roztečný průměr          | $d [mm]$   | 49,18      | 69,88  |
| Průměr patní kružnice    | $d_f [mm]$ | 43,89      | 63,63  |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a [mm]$ | 55,12      | 74,85  |
| Průměr valivé kružnice   | $d_w [mm]$ | 49,17      | 70,43  |
| Průměr základní kružnice | $d_b [mm]$ | 46,02      | 65,39  |

Tabulka 8: Rozměry soukolí redukce

| Soukolí                  |            | 1. rychlost |        | 2. rychlost |        |
|--------------------------|------------|-------------|--------|-------------|--------|
| Kolo                     |            | Pastorek 3  | Kolo 4 | Pastorek 5  | Kolo 6 |
| Šířka ozubení            | $b_w [mm]$ | 33          | 30     | 38,5        | 35     |
| Roztečný průměr          | $d [mm]$   | 58,27       | 159,48 | 75,14       | 139,55 |
| Průměr patní kružnice    | $d_f [mm]$ | 50,77       | 150,28 | 67,73       | 130,79 |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a [mm]$ | 64,22       | 163,72 | 83,45       | 146,52 |
| Průměr valivé kružnice   | $d_w [mm]$ | 57,8        | 158,19 | 75,59       | 140,4  |
| Průměr základní kružnice | $d_b [mm]$ | 54,61       | 149,47 | 70,42       | 130,79 |

Tabulka 9: Rozměry soukolí 1ST a 2ST

#### 4.6.4 Kontrola ozubení

Pro ozubení jsem zvolil materiál ČSN 14 140, který má podle materiálového listu mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flimb} = 740 \text{ MPa}$  a mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlimb} = 1288 \text{ MPa}$ .

##### 4.6.4.1 Součinitel bezpečnosti pro ohyb

Součinitel bezpečnosti pro ohyb  $S_F$  se vypočítá podle následujících vztahů a jeho výsledná hodnota je uvedena v tabulce č. 10.

$$\sigma_F = \frac{F_{ts}}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot Y_{F\alpha} \cdot Y_{S\alpha} \cdot Y_{Sarel} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (40)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flimb}}{\sigma_F} \quad (41)$$





#### 4.6.4.2 Součinitel bezpečnosti pro dotyk

Součinitel bezpečnosti pro dotyk  $S_H$  se vypočítá podle následujících vztahů a jeho výsledná hodnota je uvedena v tabulce č. 10.

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B,D} \cdot Z_\varepsilon Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{bH}}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (42)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{\sigma_H} \quad (43)$$

| Soukolí | Redukce |        | 1. rychlost |        | 2. rychlost |        |
|---------|---------|--------|-------------|--------|-------------|--------|
|         | Kolo 1  | Kolo 2 | Kolo 3      | Kolo 4 | Kolo 5      | Kolo 6 |
| $S_F$   | 2,3451  | 2,1403 | 2,8243      | 2,7885 | 4,115       | 3,8311 |
| $S_H$   | 1,1669  | 1,1669 | 1,2005      | 1,2005 | 1,4679      | 1,4679 |

Tabulka 10: Výsledky kontroly ozubení

Všechna soukolí splnila kontrolu ozubení. U soukolí druhého rychlostního stupně vyšla vysoká bezpečnost, takže by se soukolí mohlo ještě zúžit.

#### 4.7 Předběžný návrh minimálních průměrů hřídelů

Při navrhování průměru hřídelů převodovky se musí uvažovat především namáhání krutem. Hřídel může být namáhán i ohybem, tahem, nebo tlakem, ale při návrhu průměru je nejdůležitějším faktorem krut. Namáhání hřídele ohybem bude ověřeno pomocí pevnostní kontroly. Pro výpočet předběžných průměrů hřídelů jsem využil následující vztah:

$$D'_i = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_i}{\pi \cdot \tau_D \cdot k_m}} \quad (44)$$

Kde:

$Mk_i$  – Točivý moment na hřídeli [ $N \cdot m$ ]

$\tau_D$  – Dovolené napětí v krutu [ $N/mm^2$ ]

$k_m$  – Bezpečnostní součinitel [–]

Dovolené napětí v krutu je zvoleno jako  $\tau_D = 320 N/mm^2$  a hodnota bezpečnostního součinitele je  $k_m = 0,65$ . Vypočítané hodnoty a zvolené minimální průměry jsou uvedeny v tabulce č. 11.

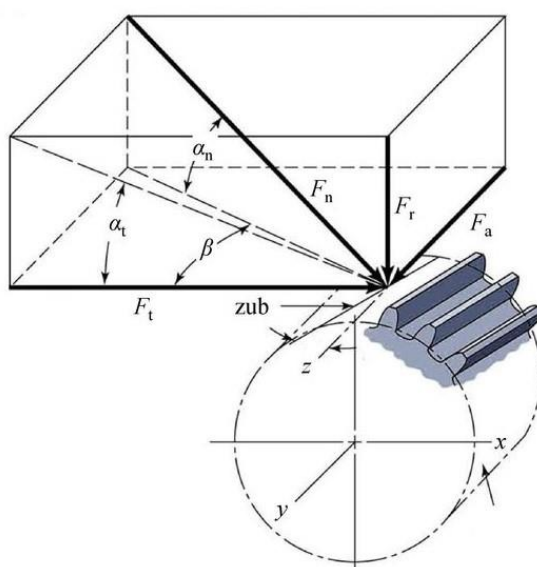
|                       | Vstupní hřídel | Předlohový hřídel | Výstupní hřídel |
|-----------------------|----------------|-------------------|-----------------|
| Předběžný průměr [mm] | 13,8           | 15,41             | 21,41           |
| Zvolený průměr [mm]   | 20             | 25                | 35              |

Tabulka 11: Minimální průměry hřídelů



## 4.8 Síly v ozubení

Na ozubení obecně vznikají tečné a radiální síly. Jelikož jsou v převodovce použita ozubená soukolí s šikmými zuby, objevují se zde navíc ještě axiální síly. Složky sil působících při kontaktu zubů jsou zobrazeny na obrázku č. 16. Při kontaktu vznikají síly na obou ozubených kolech, které jsou navzájem opačné a téměř stejně velké. Z tohoto důvodu, pro jednoduchost, použijeme pro další výpočty pouze jednu z dvojice sil pro celé soukolí.



Obrázek 16: Síly v ozubení [21]

Pro výpočet jednotlivých sil byly použity vztahy (45) až (47). Pro soukolí redukce je použit index 12, pro soukolí 1. rychlosti index 34, pro soukolí 2. rychlosti index 56 a pro stálý převod index s. Hodnoty sil pro jednotlivé hřídele jsou uvedeny v tabulce č. 12.

Tečná síla

$$F_{t_{12}} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_1} \quad F_{t_{34}} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_3} \quad F_{t_{56}} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_5} \quad F_{t_s} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_s} \quad (45)$$

Axiální síla

$$F_{a_{12}} = F_{t_{12}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12} \quad F_{a_{34}} = F_{t_{34}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{34} \quad F_{a_{56}} = F_{t_{56}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{56} \quad F_{a_s} = F_{t_s} \cdot \operatorname{tg} \beta_s \quad (46)$$

Radiální síla

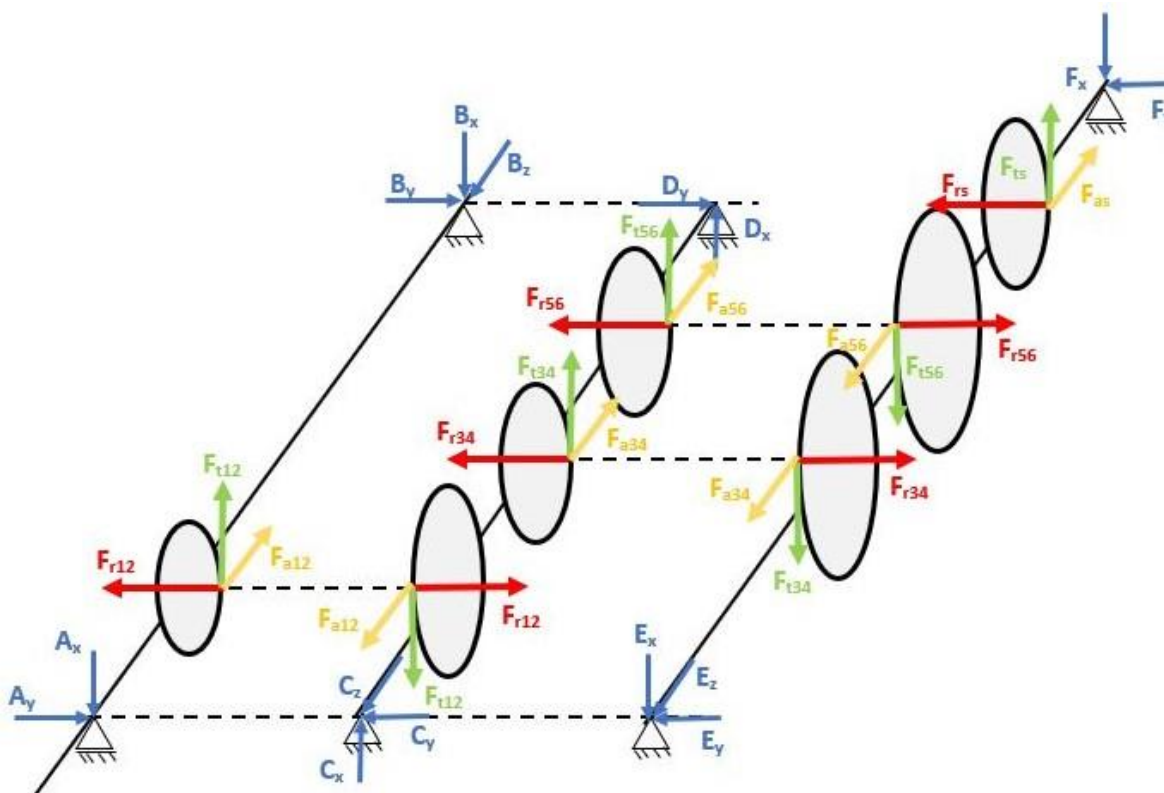
$$F_{r_{12}} = F_{t_{12}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{12}} \quad F_{r_{34}} = F_{t_{34}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{34}} \quad F_{r_{56}} = F_{t_{56}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{56}} \quad F_{r_s} = F_{t_s} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_s} \quad (47)$$



|                          | Soukolí 12 | Soukolí 34 | Soukolí 56 | Stály převod (1ST) | Stály převod (2ST) |
|--------------------------|------------|------------|------------|--------------------|--------------------|
| <b>Tečná síla [N]</b>    | 4363,3     | 5128,6     | 3977,2     | 9617,6             | 6526,3             |
| <b>Axiální síla [N]</b>  | 1169,2     | 1090,1     | 845,4      | 2577               | 1748,7             |
| <b>Radiální síla [N]</b> | 1644,2     | 1908,4     | 1479,9     | 3624               | 2459,2             |

Tabulka 12: Výsledné síly v ozubení

Na obrázku č. 17 jsou znázorněny jednotlivé síly působící v ozubení a reakce v uložení hřídelů.



Obrázek 17: Znázornění sil působících v ozubení

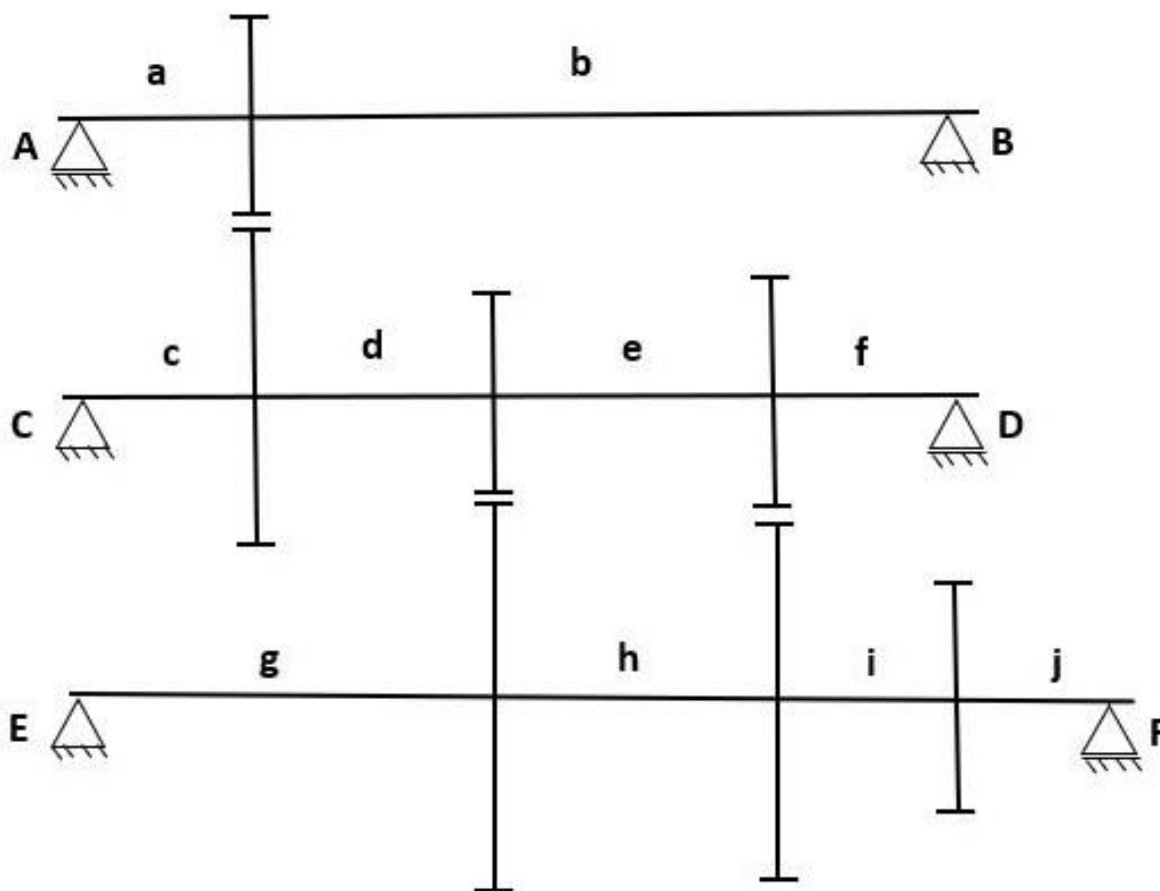


#### 4.9 Výpočet reakcí v uložení hřídelů

Na základě znalosti jednotlivých sil v ozubení můžeme provést výpočet reakcí v uložení hřídelů. Rozměry potřebné k výpočtům jsou zobrazeny na obrázku č. 18 a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce č. 13.

| Rozměr | a  | b   | c  | d  | e  | f  | g  | h  | i  | j  |
|--------|----|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| [mm]   | 25 | 144 | 25 | 39 | 75 | 30 | 64 | 75 | 40 | 35 |

Tabulka 13: Rozměry



Obrázek 18: Rozměry pro výpočet reakcí



#### 4.9.1 Vstupní hřídel

Vstupní hřídel je zatížen točivým momentem z elektromotoru, silou v ozubení a ohybovým momentem od reakcí v uložení. Pro zjednodušení počítáme pouze reakce v kladném směru otáčení. Výpočet jednotlivých složek reakcí je dán vztahy (48) až (53).

Rovina XY

$$A_x = \frac{Ft_{12} \cdot b}{a + b} \quad (48)$$

$$B_x = \frac{Ft_{12} \cdot a}{a + b} \quad (49)$$

Rovina YZ

$$A_y = \frac{Fr_{12} \cdot b - Fa_{12} \cdot r_{w1}}{a + b} \quad (50)$$

$$B_y = \frac{Fr_{12} \cdot a + Fa_{12} \cdot r_{w1}}{a + b} \quad (51)$$

Kde:

$$r_{w1} = \frac{d_{w1}}{2} = 24,6 \text{ mm}$$

Axiální síla v ložisku v podpěře

$$A_z = 0 \quad (52)$$

$$B_z = Fa_{12} \quad (53)$$

Výsledky jednotlivých složek reakcí jsou uvedeny v následující tabulce:

| $A_x$ [N] | $A_y$ [N] | $A_z$ [N] | $B_x$ [N] | $B_y$ [N] | $B_z$ [N] |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 3718      | 1249      | 0         | 645       | 392       | 1169      |

Tabulka 14: Reakce na vstupním hřídeli

##### 4.9.1.1 Reakce v podpěrách

Na základě zjištění jednotlivých složek reakcí můžeme určit reakce v podpěrách pro vstupní hřídel. Reakce jsou dány vztahy (54) a (55) a jejich výsledky jsou uvedeny společně s ostatními reakcemi v tabulce č. 17.

$$R_A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (54)$$

$$R_B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} \quad (55)$$



#### 4.9.2 Předlohový hřídel

Na předlohový hřídel působí zatížení od kroutícího momentu mezi ozubenými koly a opět ohybový moment od reakcí v podpěrách. Výpočty rozdělíme podle toho, jestli je zařazen první, nebo druhý rychlostní stupeň.

Výpočet pro 1. rychlost je dán vztahy (56) až (61) a výsledky jsou následně uvedeny v tabulce č. 15.

Rovina XY

$$C_{x1} = \frac{Ft_{12} \cdot (e + f + d) - Ft_{34} \cdot (e + f)}{c + d + e + f} \quad (56)$$

$$D_{x1} = \frac{Ft_{12} \cdot c - Ft_{34} \cdot (c + d)}{c + d + e + f} \quad (57)$$

Rovina YZ

$$C_{y1} = \frac{-Fr_{34} \cdot (e + f) + Fa_{34} \cdot r_{w3} + Fr_{12} \cdot (d + e + f) + Fa_{12} \cdot r_{w2}}{c + d + e + f} \quad (58)$$

$$D_{y1} = \frac{Fr_{34} \cdot (c + d) + Fa_{34} \cdot r_{w3} - Fr_{12} \cdot c + Fa_{12} \cdot r_{w2}}{c + d + e + f} \quad (59)$$

Kde:

$$r_{w2} = \frac{d_{w2}}{2} = 35,22 \text{ mm}$$

$$r_{w3} = \frac{d_{w3}}{2} = 28,9 \text{ mm}$$

Axiální síla v ložisku v podpěře

$$C_{z1} = -Fa_{12} + Fa_{34} \quad (60)$$

$$D_{z1} = 0 \quad (61)$$

Výpočet pro 2. rychlost je dán vztahy (62) až (67) a výsledky jsou následně uvedeny v tabulce č. 15.

Rovina XY

$$C_{x2} = \frac{Ft_{12} \cdot (e + f + d) - Ft_{56} \cdot f}{c + d + e + f} \quad (62)$$

$$D_{x2} = \frac{Ft_{12} \cdot c - Ft_{56} \cdot (c + d + e)}{c + d + e + f} \quad (63)$$



Rovina YZ

$$C_{y2} = \frac{-Fr_{56} \cdot f + Fa_{56} \cdot r_{w5} + Fr_{12} \cdot (d + e + f) + Fa_{12} \cdot r_{w2}}{c + d + e + f} \quad (64)$$

$$D_{y2} = \frac{Fr_{56} \cdot (c + d + e) + Fa_{56} \cdot r_{w5} - Fr_{12} \cdot c + Fa_{12} \cdot r_{w2}}{c + d + e + f} \quad (65)$$

Kde:

$$r_{w5} = \frac{d_{w5}}{2} = 37,8 \text{ mm}$$

Axiální síla v ložisku v podpěře

$$C_{z2} = -Fa_{12} + Fa_{56} \quad (66)$$

$$D_{z2} = 0 \quad (67)$$

|             | $C_x$ [N] | $C_y$ [N] | $C_z$ [N] | $D_x$ [N] | $D_y$ [N] | $D_z$ [N] |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1. rychlost | 531       | 599       | 79        | -1297     | 863       | 0         |
| 2. rychlost | 3012      | 1485      | 324       | -2626     | 1321      |           |

Tabulka 15: Reakce na předlohovém hřídeli

#### 4.9.2.1 Reakce v podpěrách

Reakce v podpěrách se vypočítají podle následujících vztahů a jejich výsledky jsou uvedeny společně s ostatními reakcemi v tabulce č. 17.

$$R_{Ci} = \sqrt{C_{xi}^2 + C_{yi}^2} \quad (68)$$

$$R_{Di} = \sqrt{D_{xi}^2 + D_{yi}^2} \quad (69)$$



### 4.9.3 Výstupní hřídel

Na výstupní hřídel působí zatížení od kroutícího momentu mezi ozubenými koly a opět ohybový moment od reakcí v podpěrách. Výpočty znovu rozdělíme podle toho, jestli je zařazen první, nebo druhý rychlostní stupeň.

Výpočet pro 1. rychlost je dán vztahy (70) až (75) a výsledky jsou následně uvedeny v tabulce č. 16.

Rovina XY

$$E_{x1} = \frac{Ft_s \cdot j - Ft_{34} \cdot (h + i + j)}{g + h + i + j} \quad (70)$$

$$F_{x1} = \frac{Ft_s \cdot (g + h + i) - Ft_{34} \cdot g}{g + h + i + j} \quad (71)$$

Rovina YZ

$$E_{y1} = \frac{Fr_{34} \cdot (h + i + j) + Fa_{34} \cdot r_{w4} - Fr_s \cdot j - Fa_s \cdot r_{ws}}{g + h + i + j} \quad (72)$$

$$F_{y1} = \frac{Fr_{34} \cdot g - Fa_{34} \cdot r_{w4} - Fr_s \cdot (g + h + i) + Fa_s \cdot r_{ws}}{g + h + i + j} \quad (73)$$

Kde:

$$r_{w4} = \frac{d_{w4}}{2} = 79,1 \text{ mm}$$

$$r_{ws} = \frac{d_{ws}}{2} = 41,64 \text{ mm}$$

Axiální síla v ložisku v podpěře

$$E_{z1} = -Fa_{34} + Fa_s \quad (74)$$

$$F_{z1} = 0 \quad (75)$$

Výpočet pro 2. rychlost je dán vztahy (76) až (81) a výsledky jsou následně uvedeny v tabulce č. 16.

Rovina XY

$$E_{x2} = \frac{Ft_s \cdot j - Ft_{56} \cdot (i + j)}{g + h + i + j} \quad (76)$$

$$F_{x2} = \frac{Ft_s \cdot (g + h + i) - Ft_{56} \cdot (g + h)}{g + h + i + j} \quad (77)$$





Rovina YZ

$$E_{y2} = \frac{Fr_{56} \cdot (i + j) + Fa_{56} \cdot r_{w6} - Fr_s \cdot j - Fa_s \cdot r_{ws}}{g + h + i + j} \quad (78)$$

$$F_{y2} = \frac{Fr_{56} \cdot (g + h) - Fa_{56} \cdot r_{w6} - Fr_s \cdot (g + h + i) + Fa_s \cdot r_{ws}}{g + h + i + j} \quad (79)$$

Kde:

$$r_{w6} = \frac{d_{w6}}{2} = 70,2 \text{ mm}$$

Axiální síla v ložisku v podpěře

$$E_{z2} = -Fa_{56} + Fa_s \quad (80)$$

$$F_{z2} = 0 \quad (81)$$

|             | $E_x$ [N] | $E_y$ [N] | $E_z$ [N] | $F_x$ [N] | $F_y$ [N] | $F_z$ [N] |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1. rychlost | -2022     | 626       | 1487      | 6511      | -2342     | 0         |
| 2. rychlost | -326      | -207      | 903       | 2876      | -1014     |           |

Tabulka 16: Reakce na výstupním hřídeli

#### 4.9.3.1 Reakce v podpěrách

Reakce v podpěrách se vypočítají podle následujících vztahů a jejich výsledky jsou uvedeny společně s ostatními reakcemi v tabulce č. 17.

$$R_{Ei} = \sqrt{E_{xi}^2 + E_{yi}^2} \quad (82)$$

$$R_{Fi} = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2} \quad (83)$$

|             | $R_A$ [N] | $R_B$ [N] | $R_C$ [N] | $R_D$ [N] | $R_E$ [N] | $R_F$ [N] |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1. rychlost | 3922      | 757       | 801       | 1558      | 2117      | 6919      |
| 2. rychlost |           |           | 3358      | 2939      | 387       | 3049      |

Tabulka 17: Reakce v podpěrách



## 4.10 Návrh ložisek

Návrh ložisek pro jednotlivé hřídele vychází z vypočítaných průměrů hřídelů a z reakcí v uložení, které jsou popsány v předchozích kapitolách. Pro uložení hřídelů jsem zvolil kuželíková ložiska od firmy SKF. Uložení kuželíkových ložisek jsem volil čely k sobě, tzv. do X.

Pro návrh ložisek je nutné vypočítat dynamickou únosnost ložiska  $C$ . K tomu je nezbytné určit ekvivalentní dynamické zatížení ložiska. Na ložisko působí radiální i axiální zatížení a pro ekvivalentní dynamické zatížení platí vztah (84).

$$F_e = X \cdot R_i + Y \cdot Fa_i \quad (84)$$

Kde:

$R_i$  – Reakce v podpěře [N]

$Fa_i$  – Axiální síla [N]

$X$  – Součinitel radiálního zatížení ložiska [–]

$Y$  – Součinitel axiálního zatížení ložiska [–]

Pro návrh ložisek byla stanovena životnost 20 000 hodin. Pomocí životnosti a otáček na daném hřídeli je možné vypočítat potřebnou dynamickou únosnost ložiska, která se následně porovná s únosností vybraného ložiska. V případě, že je dynamická únosnost zvoleného ložiska vyšší než vypočítaná hodnota, ložisko vyhovuje. Pro výpočet platí následující vztah:

$$C_{vyp} = F_e \cdot \sqrt[m]{\frac{Lh \cdot n_i}{16\,666}} \quad (85)$$

Kde:

$Lh$  – Životnost ložiska [hod]

$$m = \frac{10}{3}$$

Vypočítané hodnoty dynamické únosnosti a zvolená ložiska pro jednotlivé hřídele jsou uvedené v tabulce č. 18. Výpočet pro předlokový a výstupní hřídel byl rozdělen podle toho, jestli je zařazena 1. rychlost, nebo 2. rychlost a v tabulce jsou uvedeny pouze nejvyšší hodnoty vypočítané únosnosti pro jednotlivá ložiska.



|                       | Vstupní hřídel  |           | Předlohový hřídel |           |
|-----------------------|-----------------|-----------|-------------------|-----------|
|                       | Ložisko A       | Ložisko B | Ložisko C         | Ložisko D |
| Zvolené ložisko       | SKF 32304       |           | SKF 33205         |           |
| Y                     | 2               |           | 2                 |           |
| C [kN]                | 54,3            |           | 57,9              |           |
| C <sub>o</sub> [kN]   | 45,5            |           | 56                |           |
| C <sub>vyp</sub> [kN] | 25,3            | 41,2      | 48,6              | 38,3      |
|                       | Výstupní hřídel |           |                   |           |
|                       | Ložisko E       | Ložisko F |                   |           |
| Zvolené ložisko       | SKF 30307       |           |                   |           |
| Y                     | 1,9             |           |                   |           |
| C [kN]                | 88,9            |           |                   |           |
| C <sub>o</sub> [kN]   | 73,5            |           |                   |           |
| C <sub>vyp</sub> [kN] | 15,3            | 40,5      |                   |           |

Tabulka 18: Zvolená ložiska

Všechna ložiska vyhovují.

#### 4.11 Výpočet prvků přenášející točivý moment

##### 4.11.1 Spojení pomocí evolventního drážkování

Spojení pomocí evolventního drážkování jsem zvolil pro spojení kola 2 s předlohovým hřídelem, spojky s předlohovým hřídelem a ozubených kol 4 a 6 s výstupním hřídelem. U evolventního drážkování se provádí kontrola na otláčení a maximální dovolený tlak je  $p_D = 160 \text{ MPa}$ . Pomocí dovoleného tlaku se určí předběžná aktivní délka drážkování podle vztahu (86). Vypočítané hodnoty a zvolené drážkování jsou uvedeny v tabulce č. 19.

$$l' > \frac{Mk_i}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot \psi \cdot p_D} \quad (86)$$

Kde:

$m$  – Modul drážkování [mm]

$z$  – Počet zubů drážkování [–]

$\psi$  – Opravný součinitel [–]



|                    | Kolo 2                    | Spojka                    | Kolo 4                 | Kolo 6                 |
|--------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|------------------------|
| Zvolené drážkování | 32x1,25x9g<br>ČSN 01 4952 | 30x1,25x9g<br>ČSN 01 4952 | 45x2x9g<br>ČSN 01 4952 | 45x2x9g<br>ČSN 01 4952 |
| $m$ [mm]           | 1,25                      | 1,25                      | 2                      | 2                      |
| $z$ [-]            | 24                        | 22                        | 21                     | 21                     |
| $\psi$ [-]         | 0,5                       |                           |                        |                        |
| $l'$ [mm]          | 4,6                       | 5,5                       | 6,3                    | 6,3                    |
| $l$ [mm]           | 20                        | 30                        | 28                     | 30                     |

Tabulka 19: Zvolené evolventní drážkování

#### 4.12 Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrola spočívá v porovnání spočítaného redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  s dovoleným napětím v ohybu  $\sigma_D$ . Pro zvolený materiál je hodnota dovoleného napětí v ohybu  $\sigma_D = 300 \text{ MPa}$ . Kontrola se provádí v místech, kde se předpokládá největší namáhání. Z tohoto důvodu provádíme kontrolu pod ozubenými koly. Pro pevnostní kontrolu platí vztahy (87) až (89) a výsledky jsou uvedeny v tabulce č. 20 a 21.

Redukovaný ohybový moment

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oxi}^2 + M_{oyi}^2 + M_{ki}^2} \quad (87)$$

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \quad (88)$$

Kde:

$D$  – Průměr hřídele [mm]

Redukovaný napětí

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_o} \quad (89)$$

|                          | Vstupní hřídel | Předlohový hřídel |            |            |
|--------------------------|----------------|-------------------|------------|------------|
|                          | Pastorek 1     | Kolo 2            | Pastorek 3 | Pastorek 5 |
| $M_{ored}$ [Nm]          | 152,9          | 150,8             | 221,5      | 173,5      |
| $W_o$ [mm <sup>3</sup> ] | 1931,4         | 3215,4            | 2649,4     | 1533,2     |
| $\sigma_{red}$ [MPa]     | 79,2           | 46,8              | 83,62      | 113,2      |

Tabulka 20: Výsledky pevnostní kontroly pro vstupní a předlohový hřídel



|                          | Výstupní hřídel |        |            |
|--------------------------|-----------------|--------|------------|
|                          | Kolo 4          | Kolo 6 | Pastorek S |
| $M_{o_{red}}$ [Nm]       | 574,9           | 355,3  | 963,6      |
| $W_o$ [mm <sup>3</sup> ] | 8941,6          | 8941,6 | 12265,6    |
| $\sigma_{red}$ [MPa]     | 64,3            | 39,7   | 78,6       |

Tabulka 21: Výsledky pevnostní kontroly pro výstupní hřídel

Všechna místa vyhovují pevnostní kontrole.

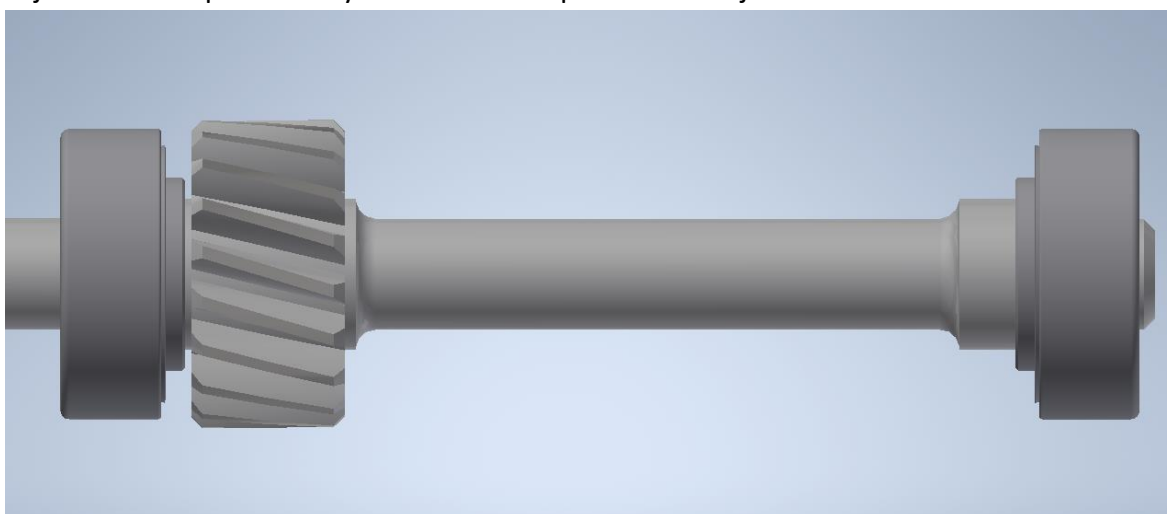


## 5 Konstrukce převodovky

V následující kapitole jsem si pro ilustraci připravil 3D modely jednotlivých částí převodovky a převodovky jako celku. Model jsem vytvářel v programu Autodesk Inventor. Na základě 3D modelu bych stručně popsal konstrukci převodovky.

### 5.1 Vstupní hřídel

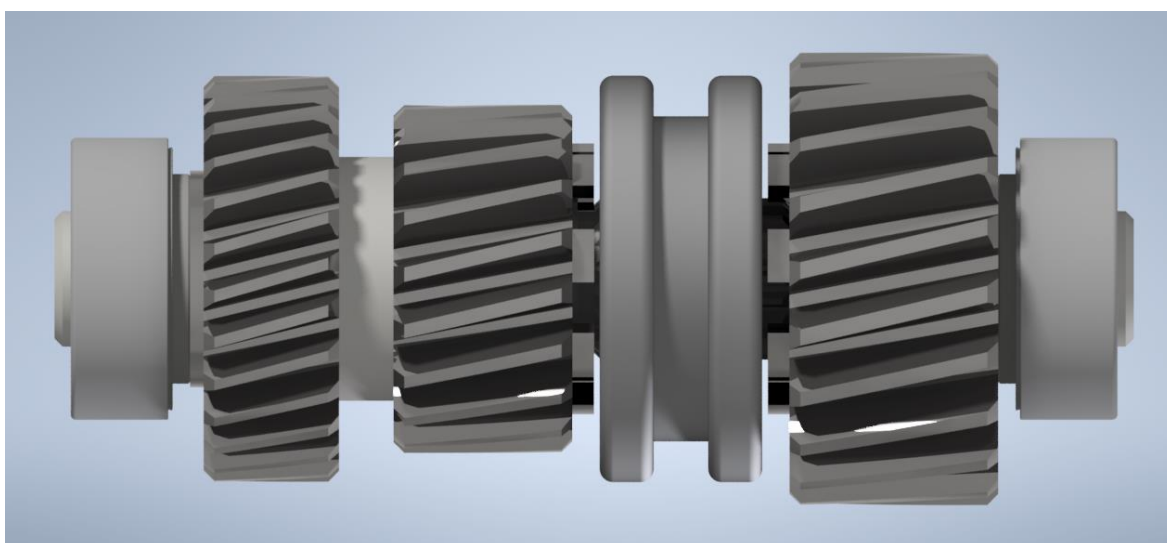
První částí převodovky je samozřejmě vstupní hřídel. Na vstupním hřídeli se nachází pouze pastorek redukce, který je součástí hřídele. Pro uložení jsem použil dvojici kuželíkových ložisek SKF 32205, které jsou čely k sobě, tzv. do X. Ložiska budou axiálně zajištěna skříní převodovky. 3D model vstupního hřídele je vidět na obrázku č. 19.



Obrázek 19: Vstupní hřídel

### 5.2 Předlokový hřídel

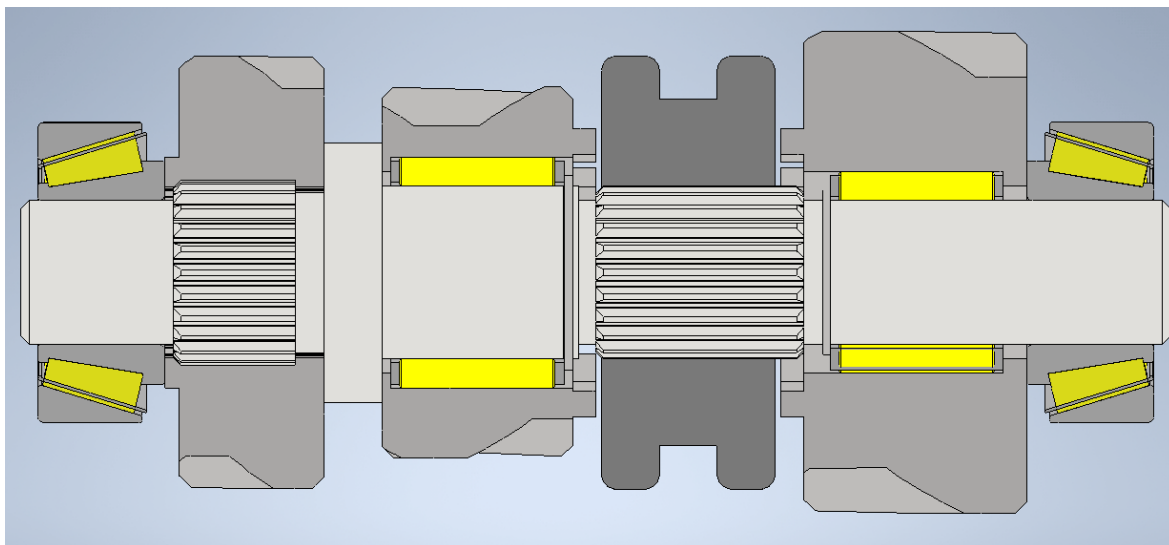
Další částí je předlokový hřídel. Jak je vidět na obrázku č. 20, tak předlokový hřídel už je značně složitější, co se týče prvků, které na sobě nese.



Obrázek 20: Předlokový hřídel

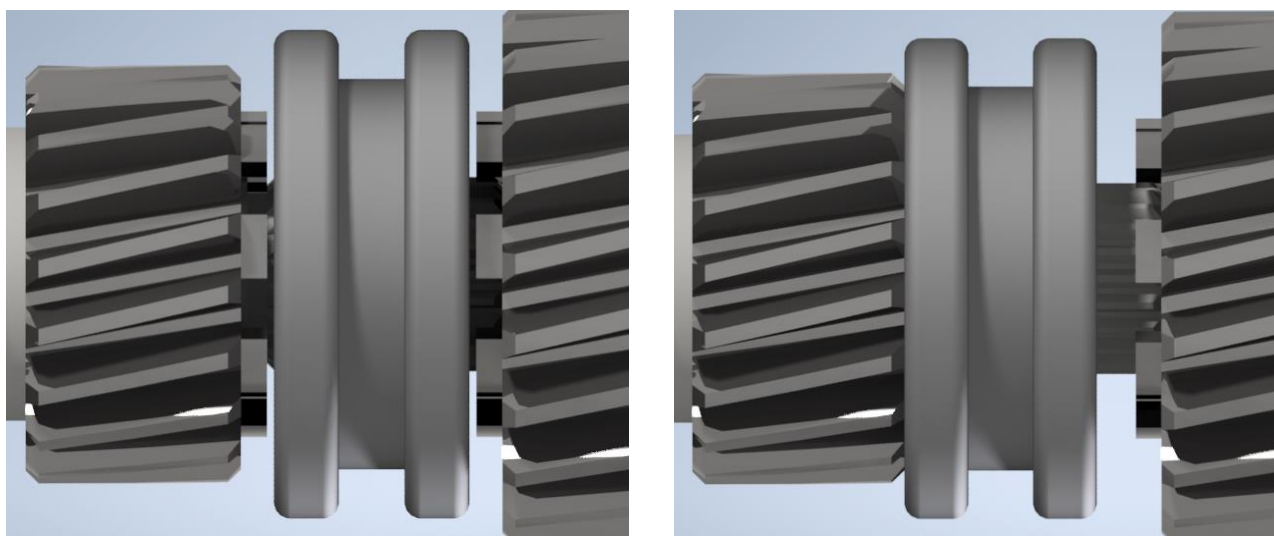


Hřídel je opět uložený na dvojici kuželíkových ložisek, které jsou axiálně zajištěny skříňí převodovky. Pro předlokový hřídel jsem použil ložiska SKF 33205. K hřídeli je připojeno druhé ozubené kolo redukce a ke spojení je použito evolventní drážkování 32x1,25x9g ČSN 01 4952. Dále hřídel nese pastorky první a druhé rychlosti, které jsou uloženy na jehličkových ložiskách. Pro pastorek první rychlosti jsem zvolil ložisko SKF K 30X40X30 a pastorek druhé rychlosti je uložený na ložisku SKF K 25X35X30. Poslední součástí je zubová spojka, která je s hřídelem spojená pomocí evolventního drážkování 30x1,25x9g ČSN 01 4952. Na obrázku č. 21 je zobrazen řez 3D modelem předlohového hřídele.



Obrázek 21: Předlohový hřídel v řezu

Řazení probíhá pomocí jednoduché zubové spojky, která se posouvá po drážkování. Ta, při zařazení dané rychlosti, připojí ozubené kolo, uložené na jehličkových ložiskách, k hřídeli.

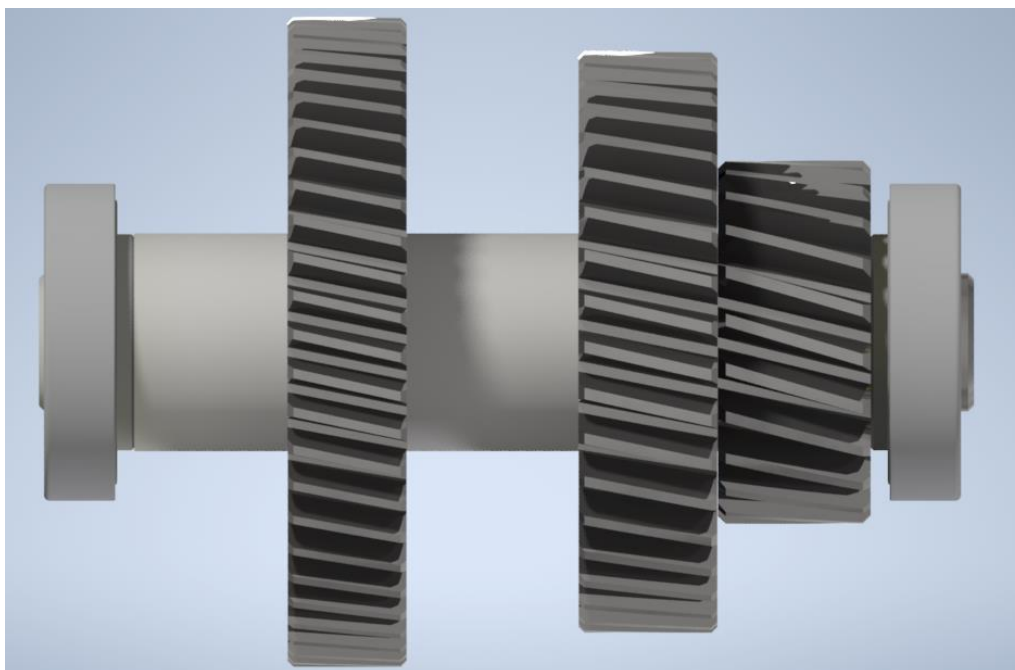


Obrázek 22: Spojka v neutrální poloze a zařazení prvního rychlostního stupně



### 5.3 Výstupní hřídel

Poslední částí převodovky je výstupní hřídel. K hřídeli jsou připojena ozubená kola první a druhé rychlosti, tedy ozubená kola 4 a 6. Obě jsou s hřídelem spojené pomocí evolventního drážkování 45x2x9g ČSN 01 4952 a jejich poloha je zajištěná pomocí distančních trubek. Nachází se zde také pastorek stálého převodu diferenciálu, který je součástí hřídele. Pro uložení je použita dvojice kuželíkových ložisek SKF 30307, axiální zajištění je stejné jako u předchozích případů. Model výstupního hřídele je vidět na obrázku č. 23.



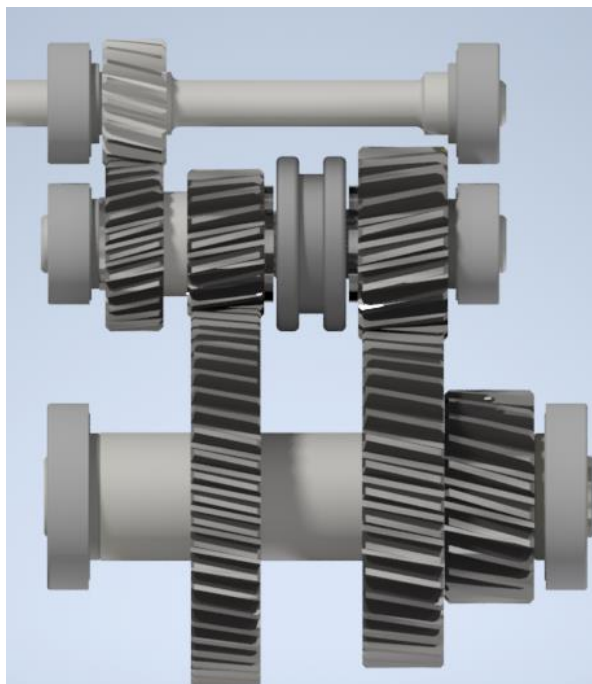
Obrázek 23: Výstupní hřídel





## 5.4 Celá převodovka

Na obrázku č. 24 jsou spojeny všechny části dohromady a je zde zobrazená celá převodovka.



Obrázek 24: Model převodovky

### 5.4.1 Hmotnostní analýza

Na základě údajů z 3D modelu převodovky a parametrů kupovaných součástí bylo možné provést přibližnou hmotnostní analýzu jednotlivých součástí i převodovky jako celku. Hmotnosti jsou uvedeny v tabulce č. 22.

| Vstupní hřídel |                 | Předlokový hřídel |                 | Výstupní hřídel |                 |
|----------------|-----------------|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Hřídel         | 0,871 kg        | Hřídel            | 0,995 kg        | Hřídel          | 1,705 kg        |
| 2x Ložisko     | 0,46 kg         | 2x Ložisko        | 0,44 kg         | 2x Ložisko      | 1,04 kg         |
|                |                 | Kolo 2            | 0,608 kg        | Kolo 4          | 3,41 kg         |
|                |                 | Pastorek 3        | 0,526 kg        | Kolo 6          | 2,957 kg        |
|                |                 | Pastorek 5        | 1,167 kg        | Dist. trubka 1  | 0,334 kg        |
|                |                 | Spojka            | 0,717 kg        | Dist. trubka 2  | 0,376 kg        |
|                |                 | Ložisko 1ST       | 0,073 kg        |                 |                 |
|                |                 | Ložisko 2ST       | 0,065 kg        |                 |                 |
| <b>Celkem</b>  | <b>1,331 kg</b> | <b>Celkem</b>     | <b>4,591 kg</b> | <b>Celkem</b>   | <b>9,822 kg</b> |

Tabulka 22: Hmotnostní analýza

Po sečtení je celková hmotnost 15,744 kg.



## Závěr

Cílem bakalářské práce bylo zpracovat zjednodušený konstrukční návrh dvoustupňové převodovky pro stávající elektromobil dle vlastního výběru, který je vybaven pouze jednostupňovým reduktorem. Práce byla rozdělena na dvě hlavní části.

První částí byla teoretická část bakalářské práce, která byla zaměřená na rešeršní zpracování převodovek používaných u čistě elektrických osobních automobilů. Hned v úvodu byly zmíněny obecné informace o elektromotorech a převodovkách. Následně práce popisuje současnou situaci na poli převodovek u elektrických automobilů. Zabývá se jednostupňovými reduktory, jakožto v současnosti nejpoužívanější variantou převodovek u elektromobilů, a poté se zmiňuje o dvou- a vícestupňových převodovkách a uvádí jejich konstrukční řešení.

Druhou částí byla praktická část bakalářské práce, tedy samotný zjednodušený návrh dvoustupňové převodovky. Hned v úvodu jsem vybral Nissan Leaf, jako stávající elektromobil, pro který se bude převodovka navrhovat. Součástí návrhu převodovky bylo zvolení vhodného odstupňování, návrh ozubení, výpočet silových poměrů, nebo pevnostní kontrola.

Přidáním druhého rychlostního stupně do převodovky můžeme docílit generování vyššího točivého momentu při použití první rychlosti, nebo při zařazení druhé rychlosti generovat vyšší rychlost. Proměnný převodový poměr napomáhá k lepší spotřebě energie. Zvolený převodový poměr navrhované převodovky je pro první rychlost 12,175 a pro druhou rychlost 8,261, zatímco převodový poměr originální převodovky v Nissanu Leaf je 8,1938. Navržená dvoustupňová převodovka je samozřejmě hmotnější a komplexnější než originální převodovka, a to převážně z důvodu přidání soukolí druhé rychlosti a spojky. Hmotnost navrhované převodovky je, podle údajů z 3D modelu, přibližně 15,7 kg.

Byly splněny všechny cíle, které byly pro bakalářskou práci stanoveny, a to počínaje rešeršním zpracováním převodovek pro elektromobily až po samotný návrh dvoustupňové převodovky.



## Seznam použitých informačních zdrojů

- [1] Penta, A., Gaidhani, R., Sathiaselan, S., and Warule, P., "Improvement in Shift Quality in a Multi Speed Gearbox of an Electric Vehicle through Synchronizer Location Optimization," SAE Technical Paper 2017-01-1596, 2017, doi:10.4271/2017-01-1596.
- [2] Elektromotor. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Elektromotor>
- [3] Jak se dělá elektromotor. Odbornecasopisy.cz [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/jak-se-dela-elektromotor--9725>
- [4] Asynchronní motor. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Asynchronn%C3%AD\\_motor](https://cs.wikipedia.org/wiki/Asynchronn%C3%AD_motor)
- [5] Transmission (mechanics). In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Transmission\\_\(mechanics\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Transmission_(mechanics))
- [6] YONG, Chen. Electric vehicle automatic 2-speed electric transmission system (2ETS) research and development.
- [7] Sorniotti, A., Subramanyan, S., Turner, A., Cavallino, C., Viotto, F., and Bertolotto, S., " Selection of the Optimal Gearbox Layout for an Electric Vehicle," SAE Technical Paper 2011-01-0946, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0946.
- [8] Best-selling plug-in electric vehicle models in Europe in 2019. Statista.com [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: <https://www.statista.com/statistics/972845/electric-vehicles-leading-models-europe/>
- [9] SUN, Chunzhe a Jialun FAN. Dual Motor Multiple Gears Transmission System for EV.
- [10] REICHERT, Uwe, Katharina BAUSE a Sascha OTT. Presentation of a multispeed gearbox for a BEV increasing the efficiency and power density.
- [11] HELLENBROICH, Gereon a Tom HILLMAN. Powershifttable 2-speed electric drive unit for high performance applications.
- [12] Synchronní motor s permanentními magnety. In: Kralmotoru.cz [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <https://kralmotoru.cz/content/uploads/images/November2016/31f94b9.png>
- [13] Planetová převodovka [online]. In: . [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: [https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQFdFd2IS6IVQBam4Phe2usmceGsdqCFJAMqAz9\\_bHYuYnXbHY&s](https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQFdFd2IS6IVQBam4Phe2usmceGsdqCFJAMqAz9_bHYuYnXbHY&s)
- [14] Satyanarayana, P.S., Ayyappath, P., Jaiswal, A., Iyer, R. et al., "Development of 2 Speed Automatic Transmission for Battery Electric Two Wheelers," SAE Int. J. Advances & Curr. Prac. in Mobility 1(1):94-101, 2019, doi:10.4271/2019-26-0109.



- [15] Sorniotti, A., Pilone, G., Everitt, M., Barnes, R., Morrish, I., Viotto, F., and Bertolotto, S., " A Novel Seamless 2-Speed Transmission System for Electric Vehicles: Principles and Simulation Results," SAE Technical Paper 2011-37-0022, 2011, doi: 10.4271/2011-37-0022.
- [16] Nissan Leaf [online]. In: . [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: [https://img.sm360.ca/ir/w640h390c/images/newcar/ca/2019/nissan/leaf/sv/electric/exteriorColors/12712\\_cc0640\\_032\\_qak.png](https://img.sm360.ca/ir/w640h390c/images/newcar/ca/2019/nissan/leaf/sv/electric/exteriorColors/12712_cc0640_032_qak.png)
- [17] Valivý odpor. Autolexicon.net [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/odpor-valivy/>
- [18] Valivý odpor. In: Autolexicon.net [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: [https://www.autolexicon.net/obr\\_clanky/cs\\_odpor\\_valivy\\_003.jpg](https://www.autolexicon.net/obr_clanky/cs_odpor_valivy_003.jpg)
- [19] Aerodynamika. Autolexicon.net [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/aerodynamika/>
- [20] Aerodynamika vozidla [online]. In: . [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: [https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn%3AANd9GcTOXV2If5IN6mKenA6\\_-FWM1dle0jL4p-o\\_M6NildgG1gxClBxY&usqp=CAU](https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn%3AANd9GcTOXV2If5IN6mKenA6_-FWM1dle0jL4p-o_M6NildgG1gxClBxY&usqp=CAU)
- [21] Síly v ozubení [online]. In: . [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: [https://docplayer.cz/docs-images/46/9891239/images/page\\_13.jpg](https://docplayer.cz/docs-images/46/9891239/images/page_13.jpg)



## Seznam obrázků

|   |    |
|---|----|
| Obrázek 1: Synchronní motor s permanentními magnety [12] .....                        | 10 |
| Obrázek 2: Schéma planetové převodovky [13] .....                                     | 12 |
| Obrázek 3: Momentová charakteristika [14] .....                                       | 14 |
| Obrázek 4: Schéma jednostupňové převodovky [1] .....                                  | 15 |
| Obrázek 5: Momentová charakteristika 2st. převodovky [14] .....                       | 16 |
| Obrázek 6: Převodovka s aktivní synchronizací [1] .....                               | 17 |
| Obrázek 7: Schéma 2st. převodovky se zařazením 1. a 2. rychlostního stupně [15] ..... | 18 |
| Obrázek 8: 2st. převodovka s dvojicí třecích spojek [9] .....                         | 18 |
| Obrázek 9: Schéma třístupňové převodovky [10] .....                                   | 19 |
| Obrázek 10: Převodovka se systémem dvou motorů [9] .....                              | 20 |
| Obrázek 11: Schéma dvoustupňové planetové převodovky [11] .....                       | 20 |
| Obrázek 12: Nissan Leaf [16] .....  | 21 |
| Obrázek 13: Schéma převodovky .....   | 22 |
| Obrázek 14: Valivý odpor [18] .....   | 23 |
| Obrázek 15: Aerodynamika vozidla [20] .....   | 23 |
| Obrázek 16: Síly v ozubení [21] .....   | 34 |
| Obrázek 17: Znázornění sil působících v ozubení .....                                 | 35 |
| Obrázek 18: Rozměry pro výpočet reakcí .....  | 36 |
| Obrázek 19: Vstupní hřídel .....  | 46 |
| Obrázek 20: Předlohový hřídel .....   | 46 |
| Obrázek 21: Předlohový hřídel v řezu .....  | 47 |
| Obrázek 22: Spojka v neutrální poloze a zařazení prvního rychlostního stupně .....    | 47 |
| Obrázek 23: Výstupní hřídel .....   | 48 |
| Obrázek 24: Model převodovky .....  | 49 |



## Seznam tabulek

|   |    |
|---|----|
| Tabulka 1: Parametry vozidla .....  | 21 |
| Tabulka 2: Předběžné převodové poměry .....                                   | 26 |
| Tabulka 3: Počty zubů a skutečné převodové poměry .....                       | 26 |
| Tabulka 4: Přehled točivých momentů, výkonu a otáček .....                    | 28 |
| Tabulka 5: Hodnoty jednotlivých modulů .....                                  | 28 |
| Tabulka 6: Osově vzdálenosti .....  | 29 |
| Tabulka 7: Korekce ozubení .....  | 30 |
| Tabulka 8: Rozměry soukolí redukce .....                                      | 32 |
| Tabulka 9: Rozměry soukolí 1ST a 2ST .....                                    | 32 |
| Tabulka 10: Výsledky kontroly ozubení .....                                   | 33 |
| Tabulka 11: Minimální průměry hřídelů .....                                   | 33 |
| Tabulka 12: Výsledné síly v ozubení .....                                     | 35 |
| Tabulka 13: Rozměry .....   | 36 |
| Tabulka 14: Reakce na vstupním hřídeli .....                                  | 37 |
| Tabulka 15: Reakce na předlohovém hřídeli .....                               | 39 |
| Tabulka 16: Reakce na výstupním hřídeli .....                                 | 41 |
| Tabulka 17: Reakce v podpěrách .....  | 41 |
| Tabulka 18: Zvolená ložiska .....   | 43 |
| Tabulka 19: Zvolené evolventní drážkování .....                               | 44 |
| Tabulka 20: Výsledky pevnostní kontroly pro vstupní a předlohový hřídel ..... | 44 |
| Tabulka 21: Výsledky pevnostní kontroly pro výstupní hřídel .....             | 45 |
| Tabulka 22: Hmotnostní analýza .....  | 49 |

## Seznam grafů

|                               |    |
|-------------------------------|----|
| Graf 1: Trakční diagram ..... | 27 |
|-------------------------------|----|