



Návrh převodovky elektromobilu využívající paralelní zapojení motorů

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Václav Hanzlík**
Vedoucí práce: Ing. Martin Mazač, Ph.D.

Zadání Bakalářské práce

Jméno a příjmení: Václav Hanzlík
Osobní číslo: S18000040
Adresa: Bořislav 139, 41501 Teplice 1, Česká republika
Téma práce: Návrh převodovky elektromobilu využívající paralelní zapojení motorů
Téma práce anglicky: Design of an electric car gearbox using parallel motor connection
Vedoucí práce: Ing. Martin Mazač, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Zásady pro vypracování:

Navrhněte převodovku elektromobilu, kterou lze realizovat pohon dvěma elektromotory připojenými paralelně. Použijte motory ENGIRO typ 205W_04037_ABC ($M_{k_{max}} = 95 \text{ Nm}$, $n_{max} = 6010 \text{ min}^{-1}$) a ENGIRO typ 205W_08011_ABC ($M_{k_{max}} = 189 \text{ Nm}$, $n_{max} = 8000 \text{ min}^{-1}$), které jsou provozovány průměrně na $1/3$ maximálního krouticího momentu. Proveďte rozbor kinematických poměrů v závislosti na otáčkách motorů. Geometrii převodů navrhněte dle zástavbových možností (rozměry motorů).

Výstup převodovky opatřete drážkováním. Dimenzování návrhu převodů, hřídelů, ložisek a drážkování ověřte pevnostním výpočtem.

Obsah bakalářské práce:

1. Představení úkolu
2. Průzkum možností, návrh potencionálních řešení a volba vyhovující varianty
3. Vypracování 3D modelů, výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Seznam doporučené literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK-Mechsoft, KISS SOFT, MITCalc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Anotace

Hlavním úkolem této práce je průzkum možností a návrh převodovky pro paralelní zapojení dvou elektromotorů. První část věnuji teorii planetových převodů a přiblížím pojem elektromobilita. V druhé části představím zadané elektromotory a provedu vlastní návrh planetového převodu.

Klíčová slova: planetová převodovka, elektromobilita, elektromotor, ozubená kola

Annotation

The main task of this work is to explore the possibilities and design of a gearbox for parallel connection of two electric motors. The first part is devoted to the theory of planetary gears and the concept of electromobility. In the second part, I will introduce the specified electric motors and make my own design of the planetary transmission.

Key words: planetary transmission, electromobility, electric motor, gears

Čestné prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Mazačovi, Ph.D. za cenné rady při zpracování během konzultací. Dále děkuji všem, kteří mi přispěli radou nebo zkušenostmi, díky kterým jsem mohl tuto práci vypracovat. Také děkuji své rodině za podporu během celého studia

Obsah

Seznam použitých symbolů	8
1 Planetové převody.....	10
1.1 Jednoduchá planetová soukolí.....	10
1.2 Použití.....	10
1.3 Výhody a nevýhody planetových převodů.....	11
1.3.1 Výhody.....	11
1.3.2 Nevýhody	11
2 Elektromobilita	11
2.1 Představení.....	11
2.2 Požadavky	12
2.2.1 Baterie.....	12
2.2.2 Infrastruktura a nabíjení	13
2.3 Porovnání s auty se spalovacími motory	13
2.3.1 Výhody.....	13
2.3.2 Nevýhody	14
3 Motory ENGIRO.....	14
3.1 Představení ENGIRO GmbH.....	14
3.2 Provozní vlastnosti.....	14
3.2.1 Motor 205W-04037-ABC.....	14
3.2.2 Motor 205W-08011-ABC.....	16
4 Návrh potencionálních řešení.....	18
4.1 Paralelní a sériové zapojení	18
4.2 Jednoduché planetové soukolí.....	19
5 Návrh planetového převodu.....	19
5.1 Úvod.....	19
5.2 Kinematické poměry.....	20
5.3 Silové poměry	21
5.3.1 Výpočet sil.....	22
5.4 Převodové poměry	22
6 Návrhový a pevnostní výpočet.....	23
6.1 Návrh základních rozměrů	23
6.2 Návrh ozubených kol.....	23
6.2.1 Požadavky	23
6.2.2 Centrální kolo, satelit a vnitřní ozubení korunového kola	24
6.2.3 Vnější ozubení korunového kola a pastorku M1	24
6.2.4 Modul	25
6.3 Uložení korunového kola.....	25
6.4 Upevnění skříně	26

6.5	Pevnostní kontrola soukolí.....	27
6.5.1	Volba materiálů	27
6.5.2	Zjednodušený kontrolní výpočet.....	27
6.5.3	Kontrola z hlediska únavy v dotyku	28
6.5.4	Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení.....	29
6.5.5	Kontrola z hlediska únavy v ohybu.....	29
6.5.6	Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení	30
6.6	Hřídele	31
6.6.1	Hřídel 1.....	31
6.7	Ložiska.....	31
6.7.1	Hřídel 1.....	32
6.7.2	Hřídel 2.....	33
6.8	Drážkování.....	34
7	Model a výkresová dokumentace.....	35
7.1	Model převodovky	35
7.2	Výkresová dokumentace.....	36
8	Ekonomické zhodnocení.....	36
9	Závěr.....	36
	Seznam obrázků	37
	Použitá literatura	38
	Příloha 1	39
	Seznam Výkresů	42

Seznam použitých symbolů

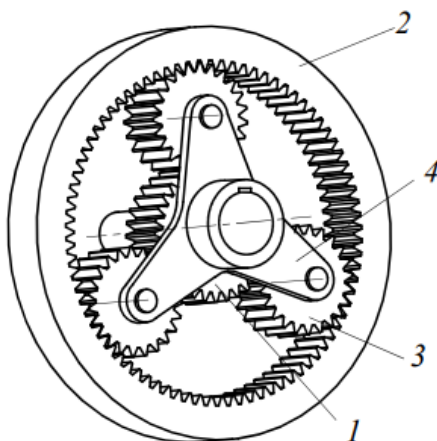
Označení	Název	Jednotka
M_{M1max}	Maximální krouticí moment motoru 1	Nm
M_{M2max}	Maximální krouticí moment motoru 2	Nm
M_{M1}	Průměrný krouticí moment motoru 1	Nm
M_{M2}	Průměrný krouticí moment motoru 2	Nm
n_{1max}	Maximální otáčky motoru 1	min ⁻¹
n_{2max}	Maximální otáčky motoru 2	min ⁻¹
ω_c	Úhlová rychlost centrálního kola	rad*s ⁻¹
ω_u	Úhlová rychlost unašeče	rad*s ⁻¹
ω_k	Úhlová rychlost korunového kola	rad*s ⁻¹
ω_w	Úhlová rychlost kola vozidla	rad*s ⁻¹
r	Poloměr kola vozidla	m
v	Rychlost vozidla	m*s ⁻¹
z_c	Počet zubů centrálního kola	-
z_s	Počet zubů satelitu	-
z_{k1}	Počet zubů vnějšího ozubení korunového kola	-
z_{k2}	Počet zubů vnitřního ozubení korunového kola	-
a_M	Osová vzdálenost motorů (centrálního kola a kola M1)	mm
β	Sklon zubů	°
r_c	Poloměr roztečné kružnice centrálního kola	mm
r_s	Poloměr roztečné kružnice satelitu	mm
r_{k1}	Poloměr roztečné kružnice vnějšího ozub. korun. kola	mm
r_{k2}	Poloměr roztečné kružnice vnitřního ozub. korun. kola	mm
m_n	Normálový modul	mm
m_t	Tečný modul	mm
σ°_{Hlim}	Mez únavy v dotyku	MPa
σ°_{Flimb}	Mez únavy v ohybu	MPa
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu (0,2% deformace)	MPa
V_{HV}	Tvrдость na boku zubu	-
J_{HV}	Tvrдость v jádře zubu	-
α_n	Úhel profilu zubu	°
α_w	Čelní pracovní úhel záběru	°
a_w	Osová vzdálenost	mm
p_{tb}	Základní rozteč	mm
A'	Skutečná činná plocha všech drážek na jednotku délky náboje	mm
b_{wh}	Šířka ozubení	mm
d	Průměr roztečné kružnice	mm
d_a	Průměr hlavové kružnice	mm
d_b	Průměr základní kružnice	mm
z_v	Počet zubů náhradního kola	-

ε_α	Součinitel trvání záběru	-
ε_β	Součinitel trvání záběru	-
σ_H	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	MPa
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	MPa
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku	MPa
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálů	-
Z_H	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	-
Z_ε	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (Výpočet na dotyk)	-
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (Výpočet na dotyk)	-
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů	-
S_{hmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	-
σ_{Hmax}	Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly	MPa
σ_{HPmax}	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou	MPa
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil	-
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
K_F	Součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na ohyb)	-
K_H	Součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na dotyk)	-
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
Y_β	Součinitel sklonu zubu	-
Y_ε	Součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	-
S_{fmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	MPa
σ_{Fmax}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu,	MPa
σ_{FSt}	Pevnost v ohybu při největším zatížení	MPa
σ_{FPmax}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	MPa
W_k	Modul průřezu v krutu	m ³
L_H	Trvanlivost ložisek	hod
P_r	Ekvivalentní zatížení	N
C	Dynamická únosnost	N
R_A, R_B	Reakce	N
p_D	Dovolené tlakové napětí	MPa

1 Planetové převody

1.1 Jednoduchá planetová soukolí

Planetové převody jsou tvořeny čelními nebo kuželovými ozubenými koly a unašečem. Jedním z ozubených kol je tzv. centrální kolo, které je souosé s unašečem a korunovým kolem. Dále se mu jinak říká i planeta, jelikož okolo něj obíhají satelity, které jsou otočně uloženy v unašeči. Pokud se unašeč otáčí, tak se pohyb satelitů skládá ze dvou rotací – vlastní a kolem osy rotace unašeče. Centrální kola a satelity mají vnější ozubení. Kolu s vnitřním ozubením se říká korunové kolo. V nejjednodušším případě zabírá satelit s centrálním i korunovým kolem. Dále je možné skládání více satelitů za sebou. Další dělení může být podle počtu věnců satelitu, a to s jedním – *jednoduché* (obrázek 1), se dvěma – *dvojitě* nebo s více věnci.



Obrázek 1: Planetový převod s čelními ozub. koly a jednoduchými satelity [1]

Na obrázku 1 vidíme: 1 - Centrální kolo, 2 - Korunové kolo, 3 - Satelity, 4 - Unašeč

1.2 Použití

Planetové převody mají použití v celé řadě průmyslových odvětví, jako je letectví, kosmonautika, automobilita, robotika a další, kde hrají roli rozměry a hmotnost. [12]

V oblasti elektromobility jsem se ještě s využitím planetových převodů nasetkal. Z tohoto důvodu usuzuji, že jejich aplikace je neobvyklá a žádá si další zkoumání.

1.3 Výhody a nevýhody planetových převodů

1.3.1 Výhody

- menší rozměry a hmotnost oproti ostatním převodovkám
- možnost dosažení velkého převodového poměru při menších rozměrech
- vyšší účinnost
- tichý chod
- rovnoměrně rozložené satelity snižují namáhání ložisek [1]

1.3.2 Nevýhody

- složitější výroba a montáž
- velké nároky na přesnost

2 Elektromobilita

2.1 Představení

Pojem elektromobilita je s námi už dlouhou dobu. Jen díky inovacím v automobilovém průmyslu, výrobě baterií a dalších odvětvích se stále více dostává do podvědomí široké veřejnosti.

Jedná se o způsob přepravy lidí nebo nákladu pomocí elektrické energie. Kromě trolejbusů nebo tramvají, které spoléhají na vybudovanou infrastrukturu napájecích kabelů se v posledních letech objevují na silnicích i elektrické autobusy. Čím dál více populární jsou elektrické automobily, elektrokola nebo elektrické koloběžky [7].

Jedním z hlavních průkopníků je společnost Tesla založená v roce 2003 s vizí budoucnosti bez fosilních paliv, nulovými lokálními emisemi a přechodem na energii z obnovitelných zdrojů. V roce 2008 společnost vydala své první plně elektrické sportovní auto Tesla Roadster s prémiovým vybavením, ale i cenovkou. Až v roce 2017 začala výroba Modelu 3, který se svou cenou umožnil širší veřejnosti přechod na elektrické auto. [8]

Tesla se svým zvyšujícím se podílem na trhu odstartovala elektrickou revoluci, díky které začali i ostatní výrobci automobilů navrhovat a vydávat svá vlastní hybridní nebo plně elektrická auta. Významný vliv má i spolupráce různých zemí světa, která má za cíl snížit spalování fosilních paliv, kvůli v dnešní době často diskutovanému globálnímu oteplování.

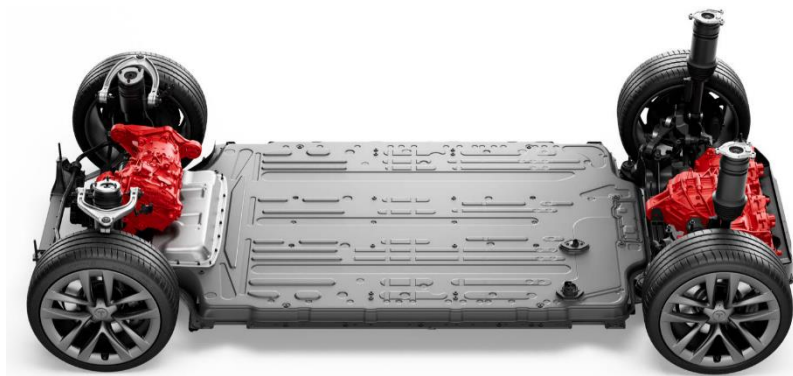


Obrázek 2: Tesla Model 3 [8]

2.2 Požadavky

2.2.1 Baterie

Jedním z limitujících faktorů snadného přechodu na elektrický pohon je výroba dostatečného množství vysokokapacitních baterií k uspokojení stále se zvyšující poptávky.

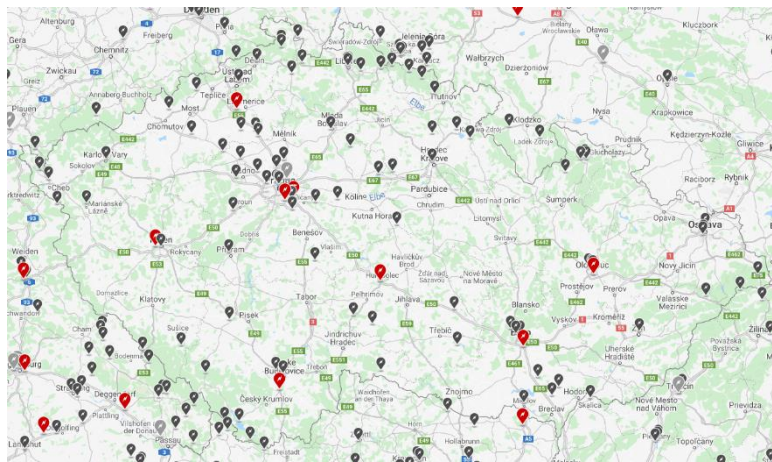


Obrázek 3: Tesla Model S – baterie a pohon [8]

Baterie musí vydržet extrémní teploty, ve kterých se bude automobil nacházet. Časté nebo nepravidelné nabíjení může zapříčinit rychlejší degradaci, tzn. kratší dojezd auta. V případě dopravní nehody může dojít k porušení ochranného pláště a baterie mohou začít hořet těžko uhasitelným plamenem. Proto je nutné bezpečné upevnění a ochrana baterií před poškozením.

2.2.2 Infrastruktura a nabíjení

Krátký dojezd, oproti vozidlům se spalovacím motorem, trápí spoustu potenciálních zájemců o elektrická auta. Vysoká kapacita baterií znamená i dlouhé časy nabíjení. V závislosti na výkonu nabíječky může nabíjení trvat celou noc na domácí síti, v řádu hodin na cestovní nabíjecí stanici nebo jen desítek minut na rychlonabíječce. Je tedy potřeba pokračovat ve výstavbě dalších nabíjecích stanic, aby byly schopné konkurovat již vytvořené infrastruktuře a rychlosti čerpacích stanic.



Obrázek 4: Tesla nabíjecí stanice v ČR [8]

2.3 Porovnání s auty se spalovacími motory

2.3.1 Výhody

- nižší náklady na servis a provoz automobilu
- instantně dostupný krouticí moment pro rychlé rozjezdy
- nízko umístěné těžiště zlepšuje stabilitu vozu
- snižování uhlíkové stopy
- možnost nabíjet přímo z domácí elektrické sítě
- tichý provoz

2.3.2 Nevýhody

- dlouhé nabíjecí časy a nedokonalá nabíjecí infrastruktura
- kratší dojezd
- vyšší pořizovací cena
- menší výběr: automobilové společnosti teprve přichází se svými prvními auty

3 Motory ENGIRO

3.1 Představení ENGIRO GmbH

ENGIRO GmbH je německá nezávislá společnost, která se už více než 30 let zabývá vývojem a výrobou vysoce účinných elektrických motorů pro automobilový, námořní i letecký průmysl. [3]



Obrázek 5: ENGIRO logo [3]

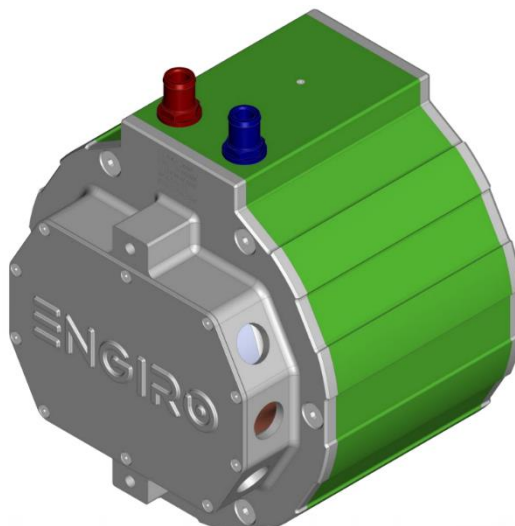
3.2 Provozní vlastnosti

3.2.1 Motor 205W-04037-ABC

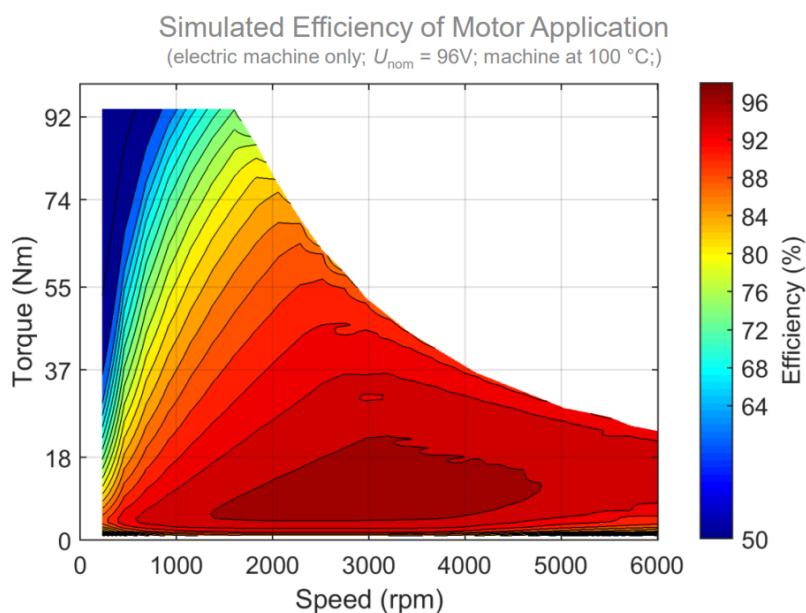
Jedná se o vodou chlazený motor/generátor, který disponuje stálým výkonem až 10 kW. Mezi jeho hlavní a pro vlastní návrh důležité parametry patří: [4]

Maximální kroutící moment $M_{M1max} = 95 \text{ Nm}$

Maximální otáčky $n_{1max} = 6010 \text{ min}^{-1}$

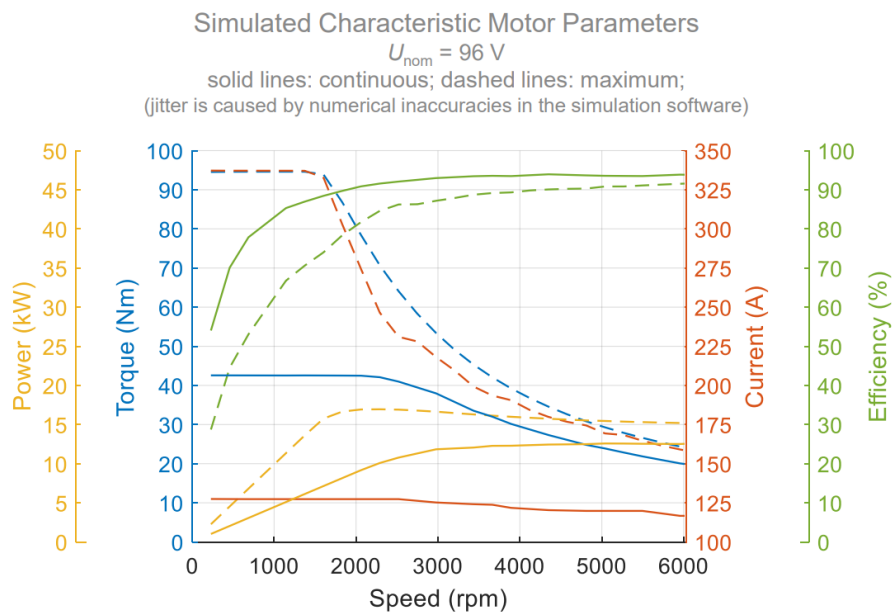


Obrázek 6: Motor 205W-04037-ABC [4]



Obrázek 7: Graf závislosti účinnosti na krouticím momentu a otáčkách [4]

Na obrázku 7 vidíme simulovanou účinnost motoru při nominálním napětí 96 V a teplotě 100 °C. S rostoucím krouticím momentem nám při nízkých otáčkách prudce klesá účinnost. V praxi je vhodné pro efektivní provoz motoru udržovat otáčky a krouticí moment v ideálním rozmezí.



Obrázek 8: Graf závislosti krouticího momentu, výkonu, proudu a účinnosti na otáčkách [4]

Na obrázku 8 se můžeme podívat, jaký na sebe mají vliv další parametry, jako je výkon a dodávaný proud. Plné čáry symbolizují kontinuální hodnoty, které je motor schopný vykonat bez poklesů. Přerušované čáry nám ukazují závislosti pro maximální dosažitelné hodnoty.

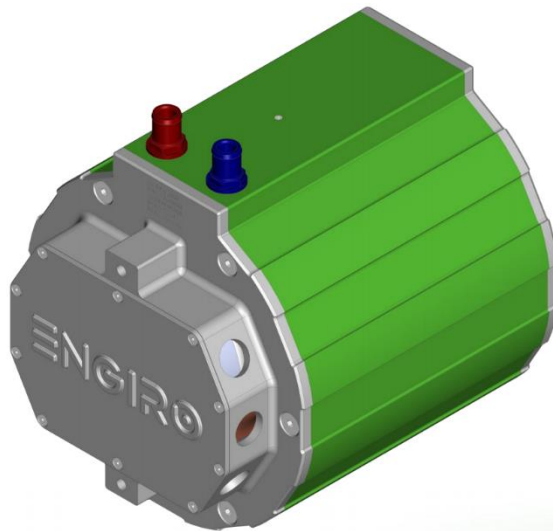
Jak již bylo zmíněno, jednou z výhod elektrických motorů je jejich schopnost dodat vysoký krouticí moment téměř okamžitě při rozjezdu, tedy při nízkých otáčkách. To je na grafu znázorněno modrou čarou.

3.2.2 Motor 205W-08011-ABC

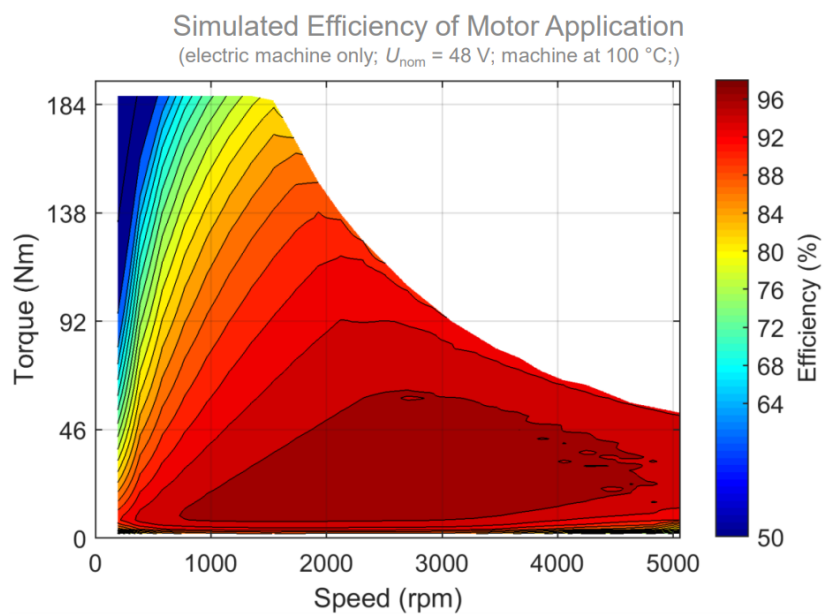
Tento v porovnání výkonnější motor dokáže dodat stálý výkon až 36 kW. Mezi jeho hlavní a pro vlastní návrh důležité parametry patří: [4]

Maximální krouticí moment $M_{M2max} = 95 \text{ Nm}$

Maximální otáčky $n_{2max} = 8000 \text{ min}^{-1}$

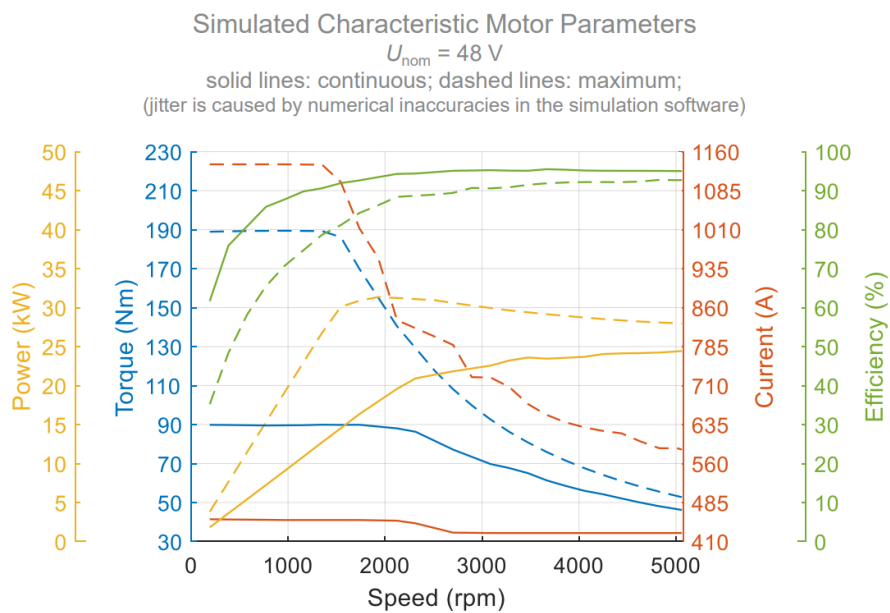


Obrázek 9: Motor 205W-08011-ABC [5]



Obrázek 10: Graf závislost účinnosti na krouticím momentu a otáčkách [5]

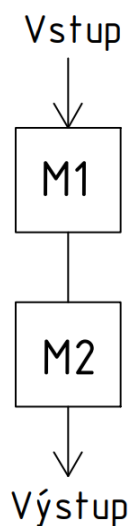
Z grafu na obrázku 10 je patrné, že se jedná o podstatně výkonnější motor schopný vyšších krouticích momentů při stejných otáčkách.



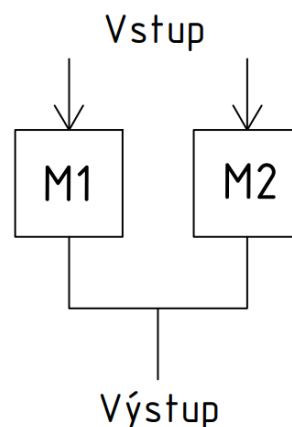
Obrázek 11: Graf závislosti krouticího momentu, výkonu, proudu a účinnosti na otáčkách [5]

4 Návrh potencionálních řešení

4.1 Paralelní a sériové zapojení



Obrázek 13: Schéma sériového zapojení



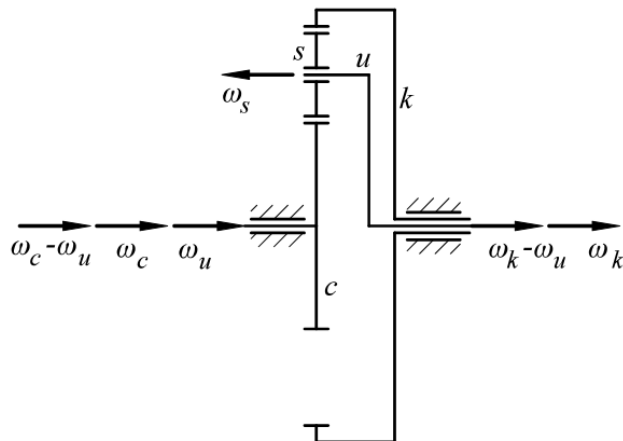
Obrázek 12: Schéma paralelního zapojení

V případě sériového zapojení jsou otáčky motorů na sobě závislé. Když jeden z motorů vyřadíme z provozu, tak se bude stále točit a chovat jako setrvačnick. Jedná se ale o jednodušší způsob zapojení více motorů.

Když jsou motory zapojeny paralelně, lze každý ovládat zvlášť. Můžeme tak získat velkou variabilitu otáček a lze zaručit plynulý rozjezd při dobré účinnosti.

4.2 Jednoduché planetové soukolí

Pro můj konkrétní úkol paralelního zapojení je dostačující vhodné použití čelního planetového soukolí s jednoduchými satelity.



Obrázek 14: Čelní planetové soukolí s jednoduchými satelity [1]

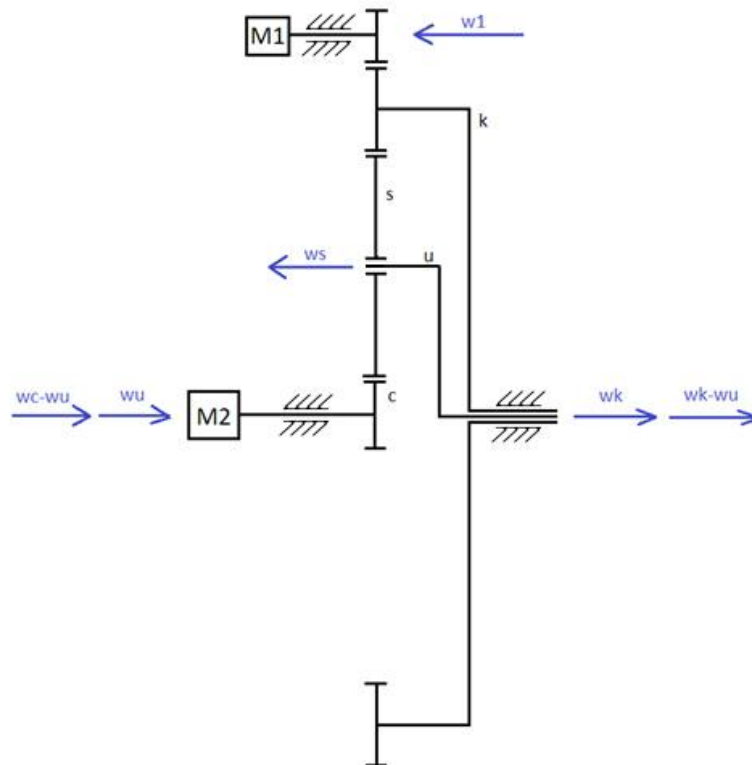
5 Návrh planetového převodu

5.1 Úvod

Úkolem je provést paralelní zapojení dvou motorů. Zvolené planetové soukolí s jednoduchými satelity bude mít dva vstupy a jeden výstup.

První silnější motor (Motor 205W-08011-ABC) přivedu na centrální kolo a druhý slabší motor (Motor 205W-04037-ABC) na korunové kolo pomocí čelního ozubeného převodu. Motory tak budou mít rovnoběžné hřídele a budou vedle sebe.

5.2 Kinematické poměry



Obrázek 15: Kinematické poměry

Vstupem do převodovky bude hřídel 2 z motoru 2, tedy centrální kolo (dále jen M2) a čelní ozubené kolo na hřídeli 1 z motoru 1, které zabírá s korunovým kolem (dále jen M1).

Výstupem bude unašeč, který je čepy rotačně uchycený k satelitům.

Stupeň volnosti:

$$i = 3(n - 1) - 2 * r - o = 3(6 - 1) - 2 * 5 - 3 = 2$$

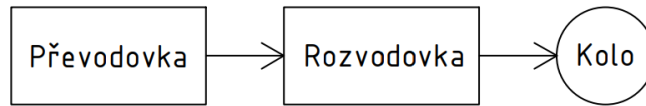
Jedná se tedy o diferenciál, kdy v našem případě skládáme výkony ze dvou větví do jedné.

Pro jednoduché planetové soukolí platí:

$$\frac{\omega_c - \omega_u}{\omega_k - \omega_u} = -\frac{Z_s}{Z_c} * \frac{Z_{k2}}{Z_s} = -\frac{Z_{k2}}{Z_c}$$

V našem případě chceme znát otáčky unašeče, které získáme úpravou vzorce:

$$\omega_u = \frac{Z_c * \omega_c + Z_{k2} * \omega_k}{Z_c + Z_{k2}}$$



Obrázek 16: Schéma zapojení převodovky, rozvodovky a kola

Na korunové kolo působí M_1 a jeho vliv určit převodovým poměrem mezi M_1 a korunovým kolem:

$$i_{M1k} = \frac{\omega_{M1}}{\omega_k} = \frac{z_{k1}}{z_{M1}}$$

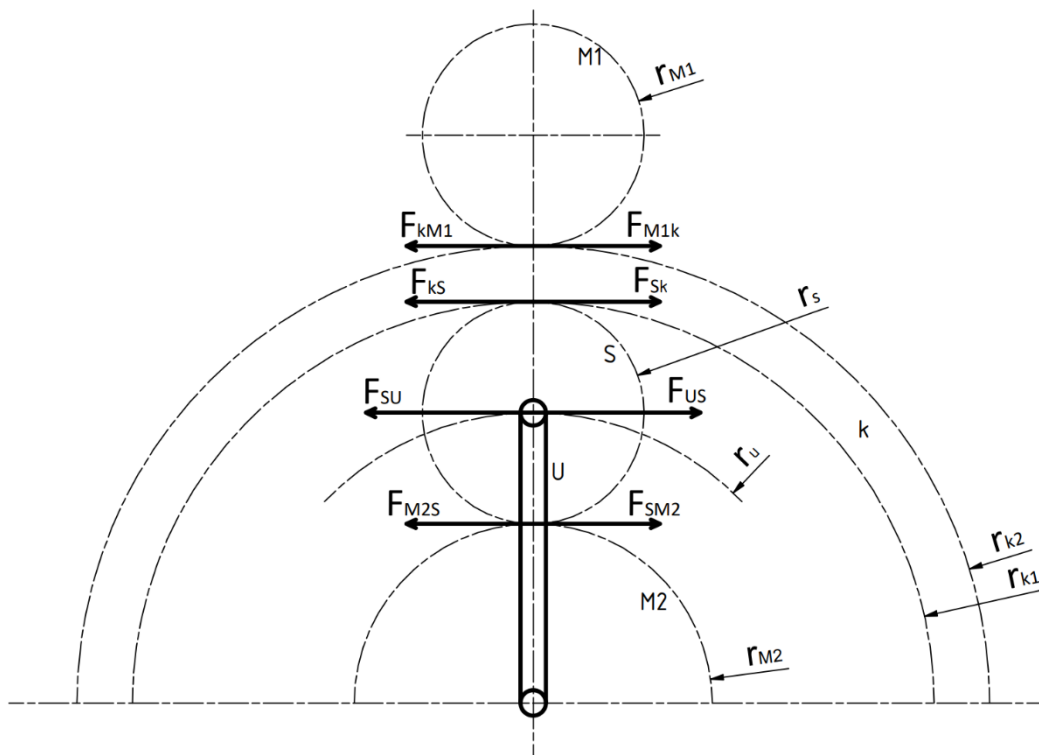
Za převodovkou následuje rozvodovka, u které volím převodový poměr:

$$i_{rozvodovka} = \frac{\omega_u}{\omega_w} = 3,8$$

kde ω_w je úhlová rychlost kola vozidla, kde při volbě poloměru kola $r = 0,25 \text{ m}$ získáme rychlost vozidla v :

$$v = \omega_w * r$$

5.3 Silové poměry



Obrázek 17: Silové poměry

Vzhledem k zadání bude výpočet proveden při krouticím momentu, který odpovídá 1/3 maximálního krouticího momentu.

$$M_{M1max} = 95 Nm$$

$$M_{M2max} = 189 Nm$$

$$M_{M1} = \frac{1}{3} M_{M1max} = 31,667 Nm$$

$$M_{M2} = \frac{1}{3} M_{M2max} = 63 Nm$$

5.3.1 Výpočet sil

Tečné složky:

$$F_t = \frac{M_k}{r}$$

Axiální složky:

$$F_a = F_t * \tan \beta$$

Radiální složky:

$$F_R = \frac{F_t}{\cos \beta} * \tan \alpha_n$$

5.4 Převodové poměry

Převodové poměry mezi jednotlivými koly budou:

Převodový poměr z M2 na Satelit:

$$i_{M2S} = \frac{\omega_{M2}}{\omega_S} = \frac{Z_S}{Z_{M2}}$$

Převodový poměr ze satelitu na korunové kolo:

$$i_{Sk} = \frac{\omega_S}{\omega_k} = -\frac{Z_{k2}}{Z_S}$$

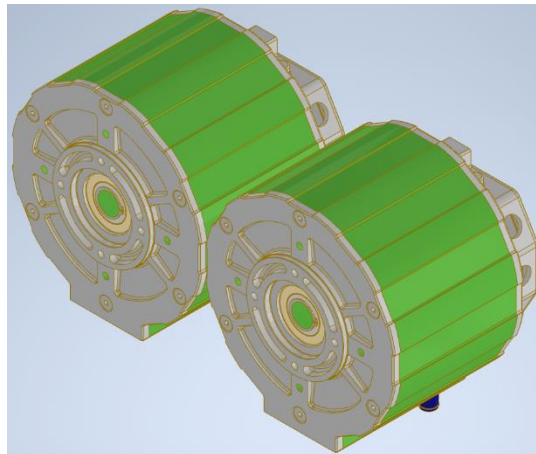
Převodový poměr z M1 na korunové kolo:

$$i_{M1k} = \frac{\omega_{M1}}{\omega_k} = \frac{Z_{k1}}{Z_{M1}}$$

6 Návrhový a pevnostní výpočet

6.1 Návrh základních rozměrů

Pro návrh, modelaci a výkresovou dokumentaci je použit program Autodesk Inventor Professional 2021.



Obrázek 18: Motory ENGIRO

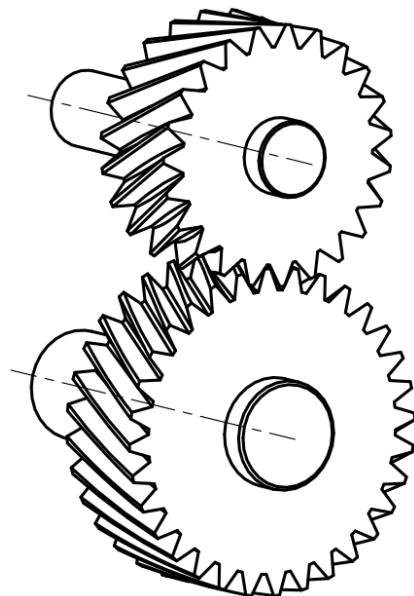
Prvním krokem je volba vhodné osové vzdálenost motorů. Vzhledem k jejich rozměrům volím:

$$a_M = 260 \text{ mm}$$

6.2 Návrh ozubených kol

6.2.1 Požadavky

Vzhledem k rovnoběžným osám hřídelů navrhnu čelní ozubená kola. V automobilu, zejména v elektrickém je nežádoucí hluk, který se snažíme eliminovat. Proto volím čelní soukolí se šikmými zuby se standardním sklonem zubů $\beta = 18^\circ$, která mají výhodu plynulejšího a delšího záběru a tím pádem zajistí tišší chod. Nevýhodou je vznik axiálních sil.



Obrázek 19: Čelní soukolí se šikmými zuby [1]

6.2.2 Centrální kolo, satelit a vnitřní ozubení korunového kola

U návrhu centrálního kola, satelitů a vnitřního ozubení korunového kola je nutné splnit podmínku sousosti. Pro pravidelné rozmístění tří satelitů je nutné, aby byl každý pootočen o 120° vůči předchozímu.

Počet zubů centrálního kola (z_c) a vnitřního ozubení korunového kola (z_{k2}) musí být dělitelný třemi. Proto volím vzhledem k rozměrům počty zubů:

$$z_c = 27$$

$$z_{k2} = 69$$

Pro snazší a názorný výpočet zavedu modul $m = 1$. Pak poloměry roztečných kružnic budou:

$$r_c = \frac{z_c * m}{2} = 13,5 \text{ mm}$$

$$r_{k2} = \frac{z_{k2} * m}{2} = 34,5 \text{ mm}$$

Pro konstrukci planetového soukolí musí být splněna podmínka sousosti: [1]

$$r_c + 2r_s = r_{k2}$$

kde roztečný průměr satelitu d_s bude:

$$d_s = 2r_s = r_{k2} - r_c = 34,5 - 13,5 = 21 \text{ mm}$$

Počet zubů satelitů musí být:

$$z_s = \frac{d_s}{m} = 21$$

6.2.3 Vnější ozubení korunového kola a pastorku M1

Při návrhu ozubených kol začnu s vnějším ozubením korunového kola, které je v záběru s pastorkem na hřídeli od motoru 1.

Návrh provedu se **zvolenou podmínkou**, která nám dá stejný kroutící moment na korunovém kole jak od motoru 1 (M_{k1}), tak od motoru 2 (M_{k2}):

$$M_{k1} = M_{k2}$$

$$M_{M1} * i_{M1k} = M_{M2} * i_{M2s} * i_{Sk}$$

Následným dosazením momentů do rovnic s ohledem na zvolenou osovou vzdálenost volím převodové poměry:

$$i_{M2S} = 1,3$$

$$i_{Sk} = 3,3$$

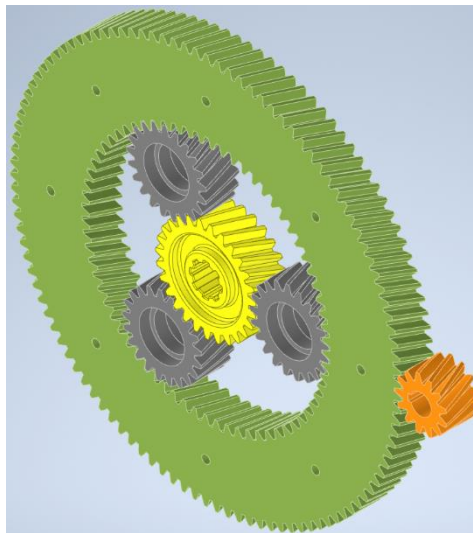
$$i_{M1k} = 8,5347$$

6.2.4 Modul

Modul volím vzhledem k celkovým rozměrům všech ozubených kol stejný a to:

$$m_n = 4 \text{ mm}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 18} = 4,2 \text{ mm}$$

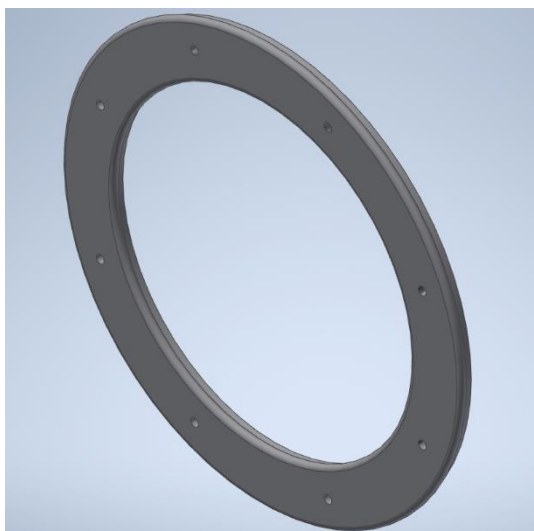


Obrázek 20: Ozubená kola

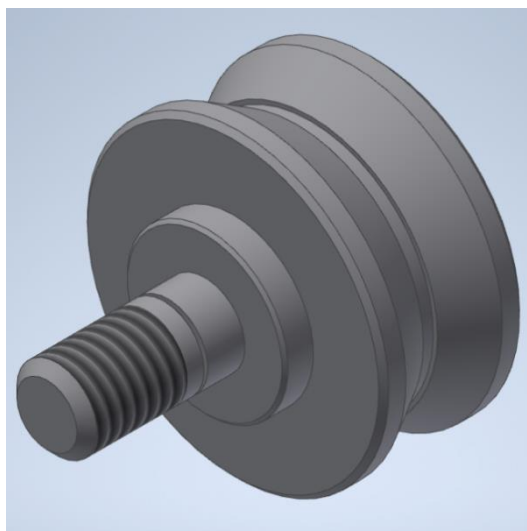
6.3 Uložení korunového kola

K zajištění rotačního pohybu korunového kola je nutné speciální upevnění z důvodů jak vnitřního, tak vnějšího ozubení.

Vzhledem k minimalizaci rozměrů jsem se rozhodl využít *lineární vedení Alurol* od společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o., které je připevněno ke korunovému kolu a bude vedeno ve vodících rolnách C208 připevněných ke skříni.



Obrázek 22: Alurol FR 500-360

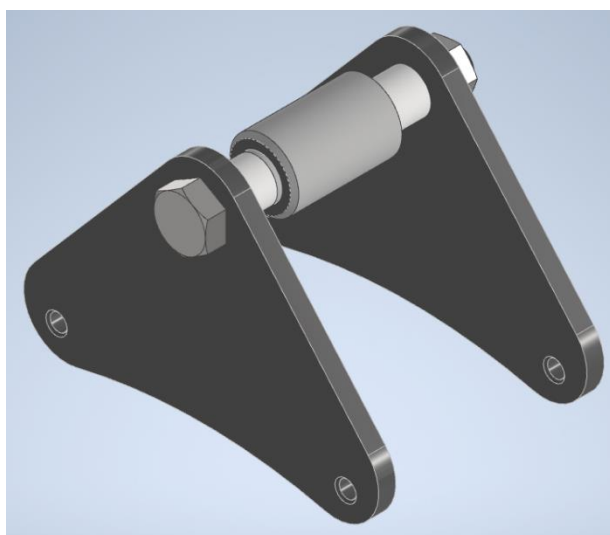


Obrázek 21: Vodící rolna C208

6.4 Upevnění skříně

Skříň bude upevněna na třech místech pomocí pouzdrových pružin 16x32/50(54) od společnosti Rubena Náchod, s.r.o.

Toto pružné uchycení po obvodu skříně natočené proti sobě o 120° by mělo zaručit absorbování rázů, vibrací, eliminaci hluku a oporu celé převodové skříně s motory.



Obrázek 23: Upevnění skříně, Pružina pouzdrová – 16x32/50(54)

6.5 Pevnostní kontrola soukolí

Pevnostní výpočet je proveden dle výukového textu [6] podle ČSN 01 4686.

6.5.1 Volba materiálů

dle tab. 2 v příloze 1:

Centrální kolo (M2)

Materiál: 12 051.4

Tvrdość $V_{HV} = 600$ až 675

$$\sigma_{Hlim}^{\circ} = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flimb}^{\circ} = 390 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} = 390 \text{ MPa}$$

Satelit

Materiál: 13 242.6

Tvrdość $J_{HV} = 290$

$$\sigma_{Hlim}^{\circ} = 700 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flimb}^{\circ} = 518 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} = 686 \text{ MPa}$$

6.5.2 Zjednodušený kontrolní výpočet

$$z_c = 27$$

$$z_s = 21$$

$$m_n = 4 \text{ mm}$$

$$\beta = 18^{\circ}$$

$$\alpha_n = 20^{\circ}$$

$$a_w = 100.94 \text{ mm}$$

$$\alpha_{tw} = 20,9419^{\circ}$$

$$p_{tb} = \pi * m_t * \cos \alpha_{tw} = 12,34 \text{ mm}$$

$$b_{wH} = 40 \text{ mm}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 18} = 4,2 \text{ mm}$$

$$i_{M2S} = 1,3$$

$$d_c = z_c * \frac{m_n}{\cos \beta} = 27 * \frac{4}{\cos 18} = 113,558 \text{ mm}$$

$$d_{ac} = d_c + 2m_n = 113,558 + 2 * 4 = 121,558 \text{ mm}$$

$$d_{bc} = d_c * \cos \alpha_{tw} = 113,558 * \cos 20,9419 = 106,057 \text{ mm}$$

$$z_{V1} = \frac{z_c}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 18} = 31,39$$

$$d_s = z_s * \frac{m_n}{\cos \beta} = 21 * \frac{4}{\cos 18} = 88,323 \text{ mm}$$

$$d_{as} = d_s + 2m_n = 88,323 + 2 * 4 = 96,323 \text{ mm}$$

$$d_{bs} = d_s * \cos \alpha_{tw} = 88,323 * \cos 20,9419 = 82,489 \text{ mm}$$

$$z_{V2} = \frac{z_s}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 18} = 24,41$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 * \left[\sqrt{(d_{as}^2 - d_{bs}^2)} + \sqrt{(d_{ac}^2 - d_{bc}^2)} \right] - a_w * \sin \alpha_{tw}}{p_{tb}}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,498$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{wH} * \sin \beta}{\pi * m_n} = \frac{40 * \sin 18}{\pi * 4} = 0,984$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,498 + 0,984 = 2,482$$

$$F_t = F_{M2S} = F_{SM2} = \frac{M_{M2max}}{r_c} = \frac{189}{\frac{d_c}{2000}} = 3328,7 \text{ N}$$

6.5.3 Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} * d_c} * \frac{i_{M2S} + 1}{i_{M2S}}}$$

kde:

$$Z_E = 190 \left[\sqrt{MPa} \right]$$

...dle tab. 10 v příloze 1

$$Z_H = 2,47$$

...dle obr. 2 v příloze 1

$$Z_\varepsilon = 0,82$$

...dle obr. 3 v příloze 1

$$K_A = 1$$

...dle tab. 3,4,5 v příloze 1

$$K_{H\beta} = 1,1$$

...dle obr. 1 v příloze 1

$$K_{H\alpha} * K_{HV} = 1,2$$

...dle zjednodušeného předpokladu

$$K_H = K_A * K_{H\beta} * K_{H\alpha} * K_{HV} = 1 * 1,1 * 1,2 = 1,32$$

$$Z_R = 1$$

...pro broušené boky zubů

$$S_{Hmin} = 1,3$$

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma^o_{Hlim1} = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 700 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} * Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 * 1}{1,3} = 877 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP2} = 538,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 190 * 2,47 * 0,82 * \sqrt{\frac{3328,7}{40 * 113,558} * \frac{1,3 + 1}{1,3}} = 438,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 438,2 * \sqrt{1,32} = 503,45 \text{ MPa} < \sigma_{HP1,2}$$

⇒ Vyhovuje

6.5.4 Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t1} * K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

kde:

$$\sigma_{HPmax1} = 4 * V_{HV} = 4 * 600 = 2400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax2} = 2,8 * R_{p0,2} = 2,8 * 686 = 1920,8 \text{ MPa}$$

$$F_{t1} = F_t * K_{AS}$$

$$K_{AS} = 1,2$$

...na základě zkušenosti ($> K_A$)

$$F_{t1} = 3328,7 * 1,2 = 3994,5 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = 438,2 * \sqrt{\frac{3994,5 * 1,32}{3328,7}} = 551,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{HPmax1,2}$$

⇒ Vyhovuje

6.5.5 Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{WF} * m_n} * K_F * Y_{FS} * Y_\epsilon * Y_\beta \leq \sigma_{FP}$$

kde:

$$K_F = K_H = 1,32$$

$$Y_{FS1} = 3,87$$

...dle obr. 6 v příloze 1

$$Y_{FS2} = 3,96$$

...dle obr. 6 v příloze 1

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,498} = 0,667$$

$$Y_{\beta} = 0,75$$

...dle obr. 4 v příloze 1

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$\sigma_{Flimb} = \sigma^{\circ}_{Flimb}$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{518}{1,4} = 370 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{3328,7}{40 * 4} * 1,32 * 3,87 * 0,667 * 0,75 = 53,2 \leq \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3328,7}{40 * 4} * 1,32 * 3,96 * 0,667 * 0,75 = 54,4 \leq \sigma_{FP1}$$

⇒ Vyhovuje

6.5.6 Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F * \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 * \sigma_{Flimb}$$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 * \sigma_{FSt} = 0,8 * 2,5 * \sigma_{Flimb1} = 0,8 * 2,5 * 390 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 * \sigma_{FSt} = 0,8 * 2,5 * \sigma_{Flimb2} = 0,8 * 2,5 * 518 = 1036 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} * \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_{F1} * K_{AS} = 53,2 * 1,2 = 63,84 < \sigma_{FPmax1}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} * \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_{F2} * K_{AS} = 54,4 * 1,2 = 65,28 < \sigma_{FPmax1}$$

⇒ Vyhovuje

6.6 Hřídele

Materiál hřídelí volím 11 500, kde:

$$\tau_{Dk} = 125 \text{ MPa} \quad \dots \text{dle [2]}$$

Hřídel je namáhaná na krut, proto provedu kontrolu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk}$$

kde:

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16}$$

6.6.1 Hřídel 1

Nejmenší průměr: $d = 0,016 \text{ m}$

$$\tau_k = \frac{M_{M1}}{W_k} = \frac{31,667}{\frac{\pi * 0.016^3}{16}} = 39,37 \text{ MPa}$$

⇒ Vyhovuje

Hřídel 2

Nejmenší průměr: $d = 0,018 \text{ m}$

$$\tau_k = \frac{M_{M2}}{W_k} = \frac{63}{\frac{\pi * 0.018^3}{16}} = 55,02 \text{ MPa}$$

⇒ Vyhovuje

6.7 Ložiska

Ložiska v převodovkách se většinou dimenzují na půl milionu kilometrů. Když vezmu v potaz průměrnou rychlost vozu okolo 60 km/h, tak dostanu trvanlivost 8333 hodin

Pro návrh ložisek volím: $L_H = 10000 \text{ hod}$

6.7.1 Na hřídeli 1

Síly v záběru

Tečná složka:

$$F_t = F_{M1k} = F_{kM1} = \frac{M_{M1}}{r_{M1}} = 3475 \text{ N}$$

Axiální složka:

$$F_A = F_t * \tan \beta = 3475 * \tan 18 = 1129,1 \text{ N}$$

Radiální složka:

$$F_R^* = \frac{F_t}{\cos \beta} * \tan \alpha_n = \frac{3475}{\cos 18} * \tan 20 = 1329,9 \text{ N}$$

Ložiska jsou umístěna symetricky ve vzdálenosti 35 mm, takže obě nesou poloviční radiální sílu: $F_R = 664,95 \text{ N}$

Při volbě $e = 0,3$ získám:

$$\frac{F_A}{F_R} > e$$

Pak dle [2] dostanu:

$$X = 0,56 \text{ a } Y = 1,45$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_r = X * F_R + Y * F_A = 0,56 * 664,95 + 1,45 * 1129,1 = 2009,6 \text{ N}$$

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * 60 * n}{10^6}} * P_r$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{10000 * 60 * \frac{1960}{2\pi}}{10^6}} * 2009,6 = 11459 \text{ N}$$

Volím Ložisko 6304 ČSN 02 4630

6.7.2 Na hřídeli 2

Při počtu satelitů s se předpokládá, že se síly přenáší dvěma třetinami celkového počtu satelitů. [1]

Tečná složka:

$$F_t = F_{M2S} = F_{SM2} = \frac{M_{M2}}{r_{M2}} = 3328,7 \text{ N}$$

Axiální složka:

$$F_A = F_t * \tan \beta = 3328,7 * \tan 18 = 1081,6 \text{ N}$$

Radiální složka:

$$F_R^* = \frac{F_t}{\cos \beta} * \tan \alpha_n = \frac{3328,7}{\cos 18} * \tan 20 = 1273,9 \text{ N}$$

Když tedy vezmeme radiální síly od dvou satelitů natočené o 120° získáme výslednou sílu [11]:

$$F_R = \sqrt{F_R^{*2} + F_R^{*2} + 2 * F_R^* * F_R^* * \cos 120^\circ} = 1273,9 \text{ N}$$

Reakce:

$$R_A - F_R + R_B = 0$$

$$F_R * a - R_B * (a + b) = 0$$

$$R_B = F_R * \frac{a}{a + b} = 1273,9 * \frac{11}{11 + 15} = 539 \text{ N}$$

$$R_A = F_R - R_B = 1273,9 - 539 = 734,9 \text{ N}$$

Volím R_A jako větší sílu pro návrhový výpočet.

Při volbě $e = 0,3$ získám:

$$\frac{F_A}{F_R} > e$$

Pak dle [2] dostanu:

$$X = 0,56 \text{ a } Y = 1,45$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_r = X * F_R + Y * F_A = 0,56 * 734,9 + 1,45 * 1081,6 = 1979,9 \text{ N}$$

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * 60 * n}{10^6} * P_r}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{10000 * 60 * \frac{1260}{2\pi}}{10^6} * 1979,9} = 9774,4 \text{ N}$$

Volím Ložisko 6205 ČSN 02 4630

6.8 Drážkování

Drážkování pod centrálním kolem

Zkontroluji délku zvoleného drážkování:

Rovnoboké drážkování 8 x 32 x 38 ČSN 4942

kde:

$$d_1 = 32 \text{ mm} \quad \dots \text{malý průměr}$$

$$d_2 = 38 \text{ mm} \quad \dots \text{velký průměr}$$

$$A' = 13,2 \text{ mm}^1$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad \text{dle [1]}$$

$$M_k = M_{M2} = 189 \text{ Nm}$$

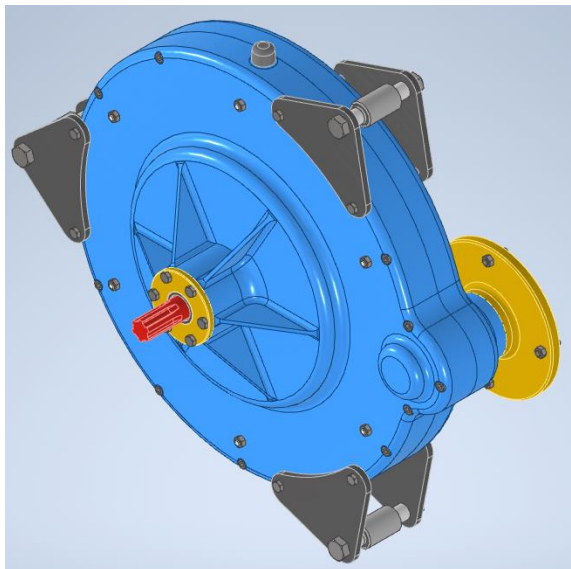
Pro délku náboje platí:

$$l \geq \frac{4 * M_{M2max}}{(d_1 + d_2) * p_D * A'} = \frac{4 * 189}{(0,032 + 0,038) * 120 * 10^6 * 0,0132} = 6,8 \text{ mm}$$

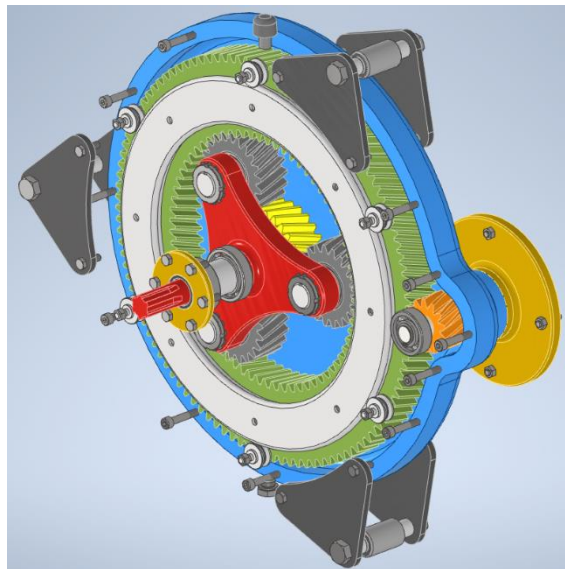
Délka vyhovuje a bude po celé šířce ozubeného kola

7 Model a výkresová dokumentace

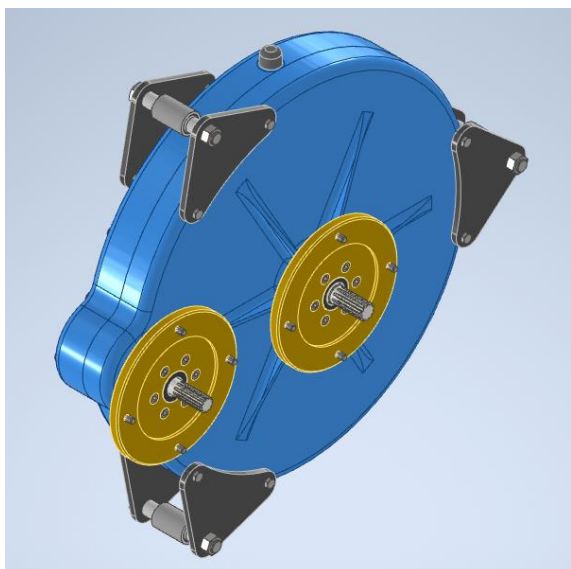
7.1 Model převodovky



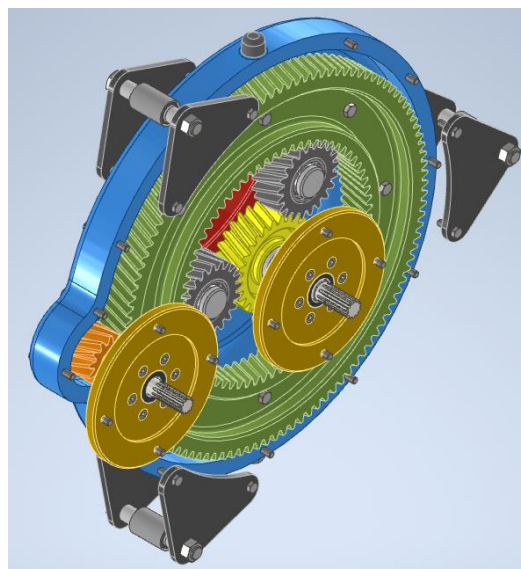
Obrázek 25: Výstupní strana převodovky



Obrázek 24: Otevřená výstupní strana převodovky



Obrázek 27: Vstupní strana převodovky



Obrázek 26: Otevřená vstupní strana převodovky

7.2 Výkresová dokumentace

Pro výkresovou dokumentaci jsem zvolil důležité díly jako centrální ozubené kolo a obě vstupní hřídele. Dále jsem vypracoval výkres celé sestavy převodovky.

Výkresy jsou přiloženy na konci práce.

8 Ekonomické zhodnocení

Jako u každého výrobku je nutné zvážit, o jak velkou výrobní sérii se bude jednat. Od toho se pak odvíjí výsledná cena. Vzhledem k velkému počtu mnohdy i velice složitých součástí, ze kterých se navrhnutá převodovka skládá, bude kusová nebo i malosériová výroba finančně velmi nákladná. Z ekonomického hlediska by byl pro praktické využití vhodný velký odběr, tedy velkosériová výroba.

V dnešní době, kdy teprve roste zájem o elektrická auta, by bylo vhodné najít další uplatnění, které by dokázalo snížit výrobní cenu např. použitím ve strojírenském nebo zemědělském průmyslu.

Dalším faktorem, kterým lze snížit náklady je zdokonalení a optimalizace převodovky. Pro další postup by však bylo nutné vyrobit a otestovat prototyp. Dle výsledků testování by pak byla možná úprava konstrukce pro optimální provozní a výrobní podmínky.

9 Závěr

Cílem této bakalářské práce byl návrh planetového převodu dle zadaných parametrů, pevnostní kontrola ozubení, návrh ložisek a drážkování. Dále jsem v rámci zadání bakalářské práce představil planetové převody a elektromobilitu. Převodovku jsem vymodeloval v programu Inventor a vytvořil výkresovou dokumentaci k celé sestavě a vybraným součástem. Tato práce může sloužit jako podklad pro další vývoj a výrobu prototypu.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Planetový převod s čelními ozub. koly a jednoduchými satelity [1]	10
Obrázek 2: Tesla Model 3 [8]	12
Obrázek 3: Tesla Model S – baterie a pohon [8]	12
Obrázek 4: Tesla nabíjecí stanice v ČR [8]	13
Obrázek 5: ENGIRO logo [3]	14
Obrázek 6: Motor 205W-04037-ABC [4]	15
Obrázek 7: Graf závislosti účinnosti na krouticím momentu a otáčkách [4]	15
Obrázek 8: Graf závislosti krouticího momentu, výkonu, proudu a účinnosti na otáčkách [4]	16
Obrázek 9: Motor 205W-08011-ABC [5]	17
Obrázek 10: Graf závislost účinnosti na krouticím momentu a otáčkách [5]	17
Obrázek 11: Graf závislosti krouticího momentu, výkonu, proudu a účinnosti na otáčkách [5]	18
Obrázek 12: Schéma paralelního zapojení	18
Obrázek 13: Schéma sériového zapojení	18
Obrázek 14: Čelní planetové soukolí s jednoduchými satelity [1]	19
Obrázek 15: Kinematické poměry	20
Obrázek 16: Schéma zapojení převodovky, rozvodovky a kola	21
Obrázek 17: Silové poměry	21
Obrázek 18: Motory ENGIRO	23
Obrázek 19: Čelní soukolí se šikmými zuby [1]	23
Obrázek 20: Ozubená kola	25
Obrázek 21: Vodící rolna C208	26
Obrázek 22: Alurol FR 500-360	26
Obrázek 23: Upevnění skříně, Pružina pouzdrová – 16x32/50(54)	26
Obrázek 24: Otevřená výstupní strana převodovky	35
Obrázek 25: Výstupní strana převodovky	35
Obrázek 26: Otevřená vstupní strana převodovky	35
Obrázek 27: Vstupní strana převodovky	35

Použitá literatura

- [1] **Pešík, L.:** Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] **Ing. Jiří Leinveber a Ing. Pavel Vávra.** *Strojnické tabulky. Albra 2011*
- [3] www.engiro.de/en/about-us
- [4] www.engiro.de/fileadmin/pdfs/Datenblaetter_engiro/205W/ENGIRO_Datasheet_205W_04037_ABC_V004.pdf
- [5] www.engiro.de/fileadmin/pdfs/Datenblaetter_engiro/205W/ENGIRO_Datasheet_205W_08011_ABC_V005.pdf
- [6] **Bureš M.:** Návrh a pevnostní výpočet čelních ozubených kol. Liberec, 2006
- [7] www.eon.cz/radce/alternativni-doprava/elektromobily/co-je-elektromobilita/
- [8] www.tesla.com/about
- [9] www.web2.mendelu.cz/autozkusebna/docs/vozidla_zadani/planet_prevody_navody.pdf
- [10] **BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN.** Části strojů. 2. svazek., 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [11] www.fyzika.jreichl.com/main.article/view/701-sily-se-spolecnym-pusobistem
- [12] www.matexgears.com/what-are-planetary-gears

Příloha 1

Tabulky a obrázky pro výpočtovou část vyjmuté z [6]

Tab. 2. Meze únavy v dotyku σ_{Hlim}^0 a v ohybu σ_{Flimb}^0 pro ozubená kola z vybraných čs. materiálů

Poř. č.	Materiál	Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu R_m	Mez kluzu v tahu R_e nebo $R_{p0,2}$	Tvrdost		Mez únavy (báz. hodn.)			
						v jádře zubu J_{HV}	na boku zubu V_{HV}	v dotyku σ_{Hlim}^0	v ohybu σ_{Flimb}^0		
1	tvárná litina	42 2306	—	600	370	190 až 270 ¹⁾ 230 až 300 ²⁾ 250 až 350 ³⁾		430	315		
2		42 2307		700	420			510	325		
3		42 2308		800	480			550	345		
4	ocel na odlitky uhlíková	42 2650	normalizačně žíhaná	500	260	150	—	420	300		
5		42 2660		590	300	180		480	336		
6	ocel na odlitky slitinová	42 2719	normalizačně žíhaná	700	340	210	—	540	372		
7		42 2719		zušlechtnutá	750	400		220	560	384	
8		42 2750		normalizačně žíhaná	650	380		200	520	360	
9		42 2750		zušlechtnutá	800	550		245	610	414	
10		42 2767	zušlechtnutá	1150	875	360	840	552			
11	konstrukční ocel	11 500	tepelně nezpracovaná	490	265	150	—	370	330		
12		11 523		tepelně nezpracovaná	510	333		155	380	336	
13		11 600		tepelně nezpracovaná	588	314		175	420	360	
14		11 700		tepelně nezpracovaná	686	363		205	480	396	
15	konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková	12 050	normalizačně žíhaná	540	325	155	—	430	356		
16		12 050		zušlechtnutá	640	390		200	520	410	
17		12 061		normalizačně žíhaná	660	380		200	520	410	
18		12 061		zušlechtnutá	740	440		235	590	452	
19	konstrukční ocel ušlechtilá slitinová	13 242	zušlechtnutá	932	686	290	—	700	518		
20		14 140		883	637	285		690	512		
21		15 241		980	850	300		720	530		
22		16 440		932	785	290		700	518		
23		16 436		1130	980	360		840	602		
24	ocel na odlitky povrchově kalená	42 2660	po boku	590	300	180	600 až 675	1140	316		
25		42 2719		po boku	700	340		210	600 až 675	1140	352
26	konstrukční ocel ušlechtilá, povrchově kalená	12 051	po boku	640	390	200	600 až 675	1140	390		
27		14 140		785	539	250		600 až 675	1140	450	
28		15 241		980	850	315		600 až 675	1160	528	
29		15 241		mezerově	980	850		315	600 až 675	1160	705
30		16 343		mezerově	965	750		300	600 až 675	1160	705

Poř. č.	Materiál	Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu R_m	Mez kluzu v tahu R_e nebo $R_{p0,2}$	Tvrdost		Mez únavy (báz. hodn.)		
						v jádře zubu J_{HV}	na boku zubu V_{HV}	v dotyku σ_{Hlim}^0	v ohybu σ_{Flimb}^0	
31		16 343	povrch. kal. mezerově ³⁾ povrch. kal. mezerově ³⁾	965	750	300	500 až 550	1060	655	
32		NiCrMo80		800	625	250	500 až 550	1060	555	
33	konstrukční ocel slitinová vhodná k nitrinaci (nelegovaná)	13 242	nitridovaná ³⁾	800	620	250	550 ⁴⁾	930	580	
34		15 230		800	600	250	800 ⁴⁾	1180	705	
35		15 330		800	600	250	800 ⁴⁾	1180	705	
36		16 343		965	750	300	750 ⁴⁾	1180	730	
37	konstrukční ocel slitinová	14 140	nitrocementovaná kalená	1570	1350	485	615 až 700	1288	740	
38	konstrukční ocel uhlíková k cementaci	12 010	cementovaná kalená	440	275	135	650 až 720	1210	500	
39		12 020		495	295	150		650 až 720	1210	500
40	konstrukční ocel slitinová k cementaci	14 220 ^{5,6)}	cementovaná kalená	785	588	250	650 až 720	1270	700	
41		14 223 ^{6,7)}		880	685	285		650 až 720	1270	700
42		16 220		880	635	285		650 až 720	1270	700
43		16 240		932	735	300		650 až 720	1270	700
44		16 526	cementovaná kalená	1130	885	360	650 až 700	1330	740	
45	konstrukční ocel ušlechtilá	12 061	karbonitridovaná ³⁾	660	380	200	—	800	650	
46		12 061		740	440	235		—	800	650

Tab. 3. Orientační hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších dynamických sil

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

Tab. 4. Příklady pracovních strojů s různým charakterem zatěžování převodovky

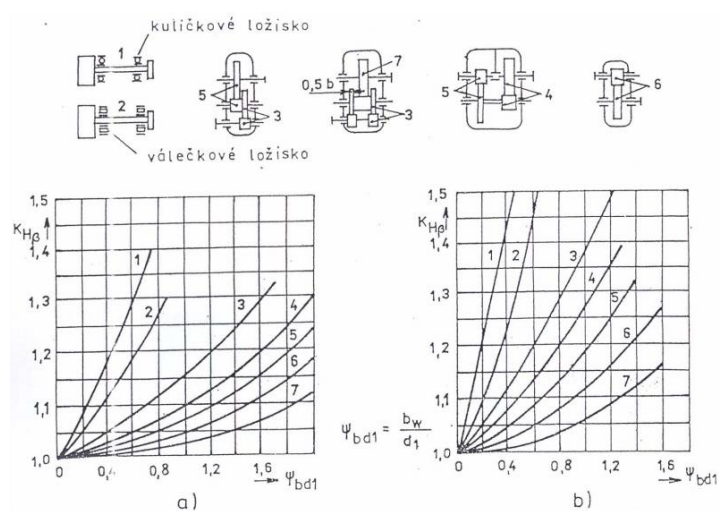
Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, napáječka, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo,
s velkou nerovnoměrností	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětač stroj

Tab. 5. Příklady hnacích strojů s různým charakterem zatěžování převodovky

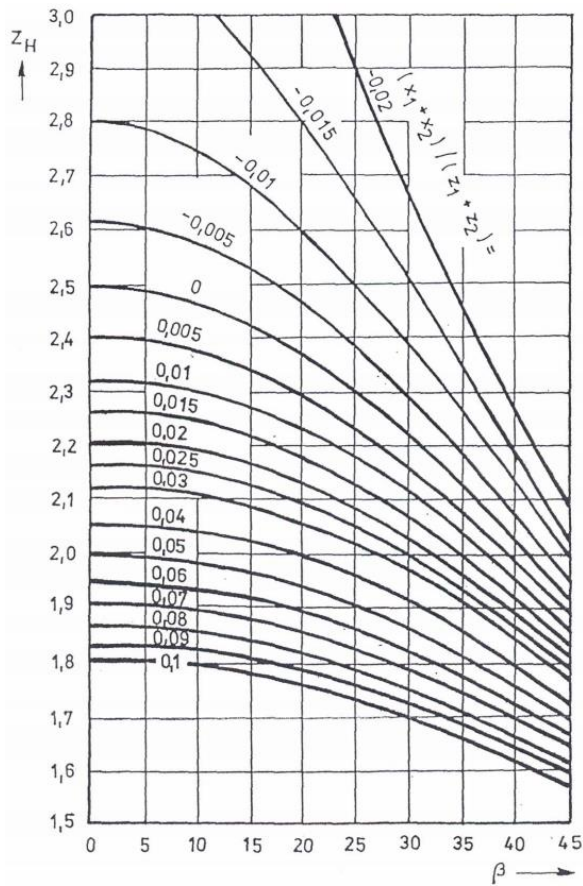
Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbina, plynová turbina
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbina, plynová turbina
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

Tab. 10. Součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících ozubených kol

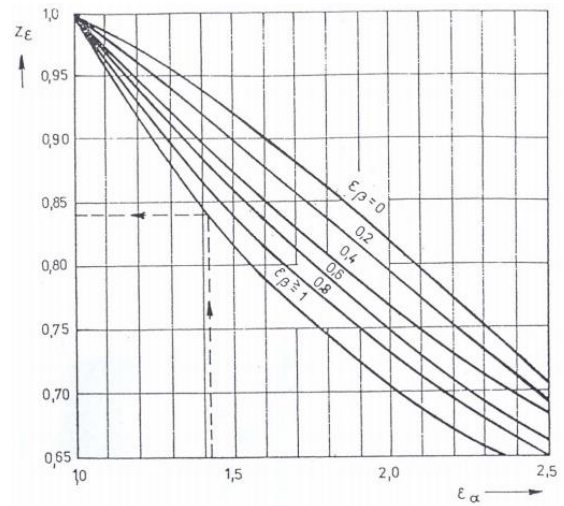
Pastorek			Kolo			Z_E
Materiál	Modul pružnosti E_1	Poissonovo číslo μ_1	Materiál	Modul pružnosti E_2	Poissonovo číslo μ_2	
Ocel	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	Ocel	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	190
			Litá ocel	$2,0 \cdot 10^5$		189
			Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		181
			Litý cínový bronz	$1,0 \cdot 10^5$		155
Litá ocel	$2,0 \cdot 10^5$	0,3	Cínový bronz	$1,1 \cdot 10^5$	0,3	160
			Litá ocel	$2,0 \cdot 10^5$		188
Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$	0,3	Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$	0,3	181
			Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		174



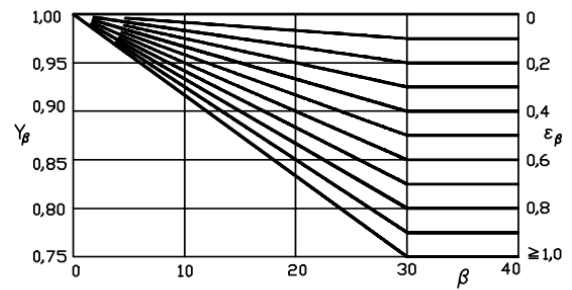
Obr. 1. Schémata a diagramy pro stanovení orientačních hodnot $K_{H\beta}$ (čísla u křivek odpovídají schématům uspořádání ozubeného převodu).
 a) pro tvrdost boků zubů pastorku nebo kola $V_{HV} \leq 350$ HV
 b) pro tvrdost boků zubů pastorku nebo kola $V_{HV} > 350$ HV



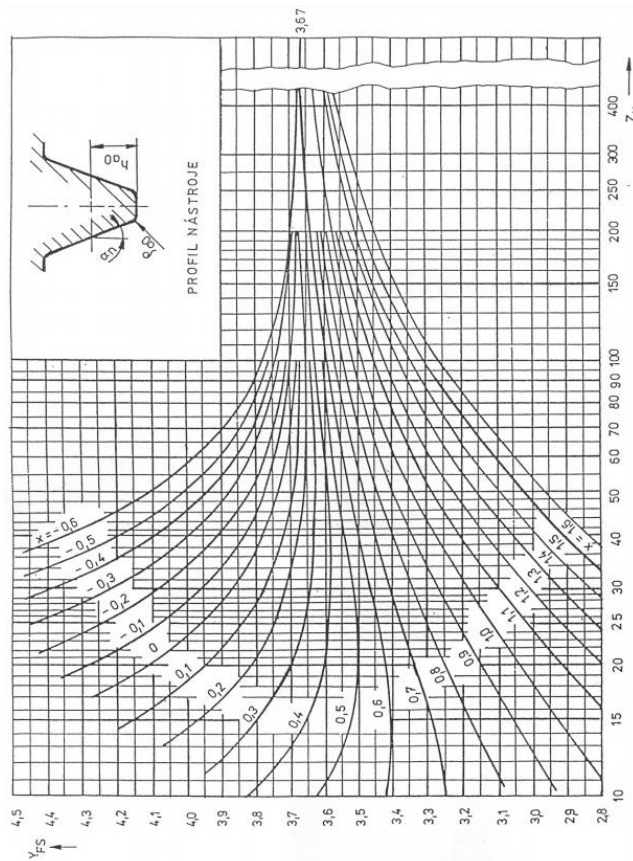
Obr. 2. Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů Z_H pro $\alpha_n = 20^\circ$



Obr. 3. Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů



Obr. 4. Součinitel sklonu zubu Y_β



Obr. 6. Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí Y_{FS} (Platí pro $\alpha_n = 20^\circ$, $h_{a0} = 1,25$, $\rho_{a0} = 0,38$; nástroj: odvalovací fréza nebo obráběcí hřebek)

Seznam Výkresů

Výkres 1: KST-BP-S18000040-00, Planetová převodovka

Výkres 2: KST-BP-S18000040-01, Hřídel 1

Výkres 3: KST-BP-S18000040-02, Hřídel 2

Výkres 4: KST-BP-S18000040-03, Čelní ozubené kolo – Centrální