



Bakalářská práce

Návrh redukční převodovky elektromobilu s optimalizovanou geometrií převodů

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Michael Havelka

Vedoucí práce:

Ing. Martin Mazač, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2023



Zadání bakalářské práce

Návrh redukční převodovky elektromobilu s optimalizovanou geometrií převodů

Jméno a příjmení:

Michael Havelka

Osobní číslo:

S20000031

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Zadávající katedra:

Katedra částí a mechanismů strojů

Akademický rok:

2022/2023

Zásady pro vypracování:

Navrhněte redukční převodovku pro zástavbu v pohonném řetězci elektromobilu s ohledem na optimalizaci zatížení ložisek. Převodovku koncipujte s co možná minimálními zástavbovými rozměry. Pro pohon vozidla je využíván elektromotor typ HVH 250 – 090 S (Mk max.=290Nm; P max=65kW), který je převážně provozován na 1/2 jeho maximálního krouticího momentu.

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: max. 50 stran
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN isbn 80-7225-051-5(váz.).
BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Liberec: Ediční středisko TUL, 2006.
ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů 1: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů 2: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.

Vedoucí práce: Ing. Martin Mazač, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 1. prosince 2022
Předpokládaný termín odevzdání: 31. května 2024

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. prosince 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, 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 nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Název práce

Návrh redukční převodovky elektromobilu s optimalizovanou geometrií převodů

Anotace

Hlavním cílem této bakalářské práce je návrh redukčního převodu pro zástavbu v pohonném řetězci elektromobilu s ohledem na zatížení ložisek. Nejprve práce pojednává o elektromobilitě a druzích ozubených soukolí. Následují návrhy možných řešení a konstrukce nejideálnějšího z nich.

Klíčová slova: převodovka, elektromotor, elektromobilita, ozubená kola, ložiska, diferenciál

Title

Design of reduction gearbox for electric vehicle with optimized gear geometry

Annotation

The main objective of this bachelor thesis is the design of a reduction gear for incorporation in the drive chain of an electric vehicle with respect to bearing loads. Firstly, the thesis discusses about electromobility and types of gears. This is followed by suggestions for possible solutions and the design of the most ideal one.

Keywords: gearbox, electric motor, electromobility, gears, bearings, differential

Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval Ing. Martinu Mazačovi, Ph.D. za odborné vedení a přístup na konzultacích při realizaci mé bakalářské práce. Dále bych poděkoval kamarádům za pomoc a spolupráci při studiu. V neposlední řadě děkuji rodině za možnost vzdělání a všem za podporu a trpělivost.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	8
1 Úvod.....	10
2 Elektromobilita a řešení pohonných ústrojí	11
2.1 Elektromotory a jejich využití pro pohon vozidel	11
2.1.1 Uspořádání hnacího ústrojí pro elektromobily	11
2.1.2 Druhy elektromotorů	12
2.2 Hybridní pohony	14
2.3 Parametry zvoleného elektromotoru	14
2.4 Převody ozubenými koly, jejich druhy a charakteristické provozní vlastnosti.....	15
2.4.1 Čelní ozubená soukolí	16
2.5 Současná konstrukční uspořádání redukčních převodovek u elektromobilů.....	17
2.6 Návrhy potenciálních řešení s konstrukcí na odlehčení ložisek	19
3 Výpočetní ověření návrhů redukční převodovky	20
3.1 Kinematická schémata potenciálních řešení	20
3.2 Přenos hnacích sil na vozovku a celkový převodový poměr hnacího ústrojí	22
3.3 Výpočtové ověření zvolených konstrukčních řešení	25
3.3.1 Výpočty parametrů ozubených kol a jejich sil	25
3.3.2 Reakce ložisek	32
3.4 Souhrn výsledků a výběr nejvhodnějšího řešení.....	35
3.5 Ohybové momenty a pevnostní kontrola hřídelů.....	36
3.6 Volba ložisek.....	38
3.7 Spojení hřídele s nábojem.....	39
4 3D model konstrukčního řešení a technická dokumentace	41
4.1 Konstrukční řešení	41
4.2 Výkresová dokumentace	46
5 Přínosy navrženého konstrukčního řešení a ekonomické zhodnocení.	47
6 Závěr.....	48
Seznam zdrojů	49
Seznam příloh	51

Seznam zkratek a symbolů

Označení	Význam	Jednotka
a	Osová vzdálenost hřídelů	[mm]
a_1, b_1	Rozměry hřídele 1	[m]
b	Tloušťka ozubeného kola	[mm]
c^*	Součinitel hlavové vůle	
d	Roztečný průměr kola	[mm]
d_a	Hlavový průměr kola	[mm]
d_f	Patní průměr kola	[mm]
d_{min}	Minimální průměr hřídele	[mm]
$d_{minnýtů}$	Minimální průměr nýtů	[mm]
F_a	Axiální složka síly	[N]
F_N	Přenášená síla	[N]
F_n	Přenášená síla v tečné rovině	[N]
$F_{nýtů}$	Síla působící na 1 nýt	[N]
F_r	Radiální složka síly	[N]
F_t	Obvodová složka síly	[N]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_a^*	Součinitel výšky hlavy zubu	
h_{ae}	Hlava zubu vnějšího doplňkového kužele	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
h_{fe}	Pata zubu vnějšího doplňkového kužele	[mm]
i	Převodový poměr	
$i_{základní}$	Celkový převodový poměr	
k_H	Celková bezpečnost	
k_σ	Bezpečnost v ohybu	
k_τ	Bezpečnost v krutu	
l	Délka rovnoboké drážky	[mm]
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
l_{min}	Minimální délka rovnoboké drážky	[mm]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
m_n	Normálový modul	[mm]
m_{ne}	Normálový modul vnější	[mm]
m_{nm}	Normálový modul střední	[mm]
M_o	Ohybový moment na hřídeli v ose y, z	[Nm]
M_{omax}	Maximální ohybový moment na hřídeli	[Nm]
m_t	Čelní modul	[mm]

n	Otáčky hřídele	[ot/min]
n_k	Otáčky kola	[ot/min]
n_m	Otáčky motoru	[ot/min]
o_p	Obvod pneumatiky	[m]
p	Tlak působící na drážky hřídele	[MPa]
P_{max}	Maximální výkon motoru	[W]
p_p	Průměr pneumatiky	[m]
r	Roztečný poloměr kola	[mm]
R	Radiální reakce ložiska	[N]
r_a	Hlavový poloměr kola	[mm]
r_b	Základní poloměr kola	[mm]
r_f	Patní poloměr kola	[mm]
r_m	Střední poloměr kola	[mm]
$r_{nýtu}$	Rameno od osy rotace k nýtu	[m]
R_x, R_y, R_z	Reakce ložiska v ose x, y, z	[N]
v	Maximální rychlost vozidla	[km/h]
w_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
w_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
z	Počet zubů kola	
α_n	Úhel záběru v normálové rovině	[°]
α_t	Úhel záběru v čelní rovině	[°]
β	Úhel sklonu zubu	[°]
δ	Poloviční vrcholový úhel kola	[°]
δ_a	Poloviční vrcholový úhel hlavového kužele kola	[°]
δ_h	Poloviční vrcholový úhel patního kužele kola	[°]
Σ	Vrcholový úhel	[°]
σ_a	Amplitudové napětí	[MPa]
σ_h	Horní napětí	[MPa]
σ_{ohyb}	Mezní napětí v ohybu	[MPa]
σ_{omax}	Maximální napětí v ohybu	[MPa]
τ_{Ds}	Smykové napětí	[MPa]
τ_{kmax}	Maximální napětí v krutu	[MPa]
τ_{krut}	Mezní napětí v krutu	[MPa]

1 Úvod

Vzhledem k faktu, že spalovací motory jsou producentem emisí zatěžujících životní prostředí, je kladen stále větší důraz na jejich eliminaci coby pohonné jednotky vozidel a stále více se zvyšuje zájem o alternativní pohony, mezi které patří zejména elektromotory. Elektromobilita je v současné době velmi aktuální téma, a právě spolu s tímto rozšiřujícím se fenoménem se také vyvíjí pohonné řetězce elektromobilů. Cílem této bakalářské práce je návrh redukční převodovky s důrazem na optimalizaci zatížení ložisek a celkovou hlučnost. Navržená převodovka je určena pro zástavbu v pohonném řetězci elektromobilu.

Teoretická část práce obsahuje informace o využívaných elektromotorech, ozubených převodech, družích a výhodách které vedou k jejich využití. Představena zde jsou současné technická řešení, vyráběná významnými světovými automobilkami a další autorem navržené koncepty, vedoucí k optimalizaci namáhání ložisek a hlučnosti.

Praktická část obsahuje výpočty navržených řešení a výběr toho nejvhodnějšího z nich. Vypočtené parametry jsou využity pro vytvoření 3D CAD modelu a výkresové dokumentace. V závěru jsou zhodnoceny přínosy celé práce a její ekonomické zhodnocení.

2 Elektromobilita a řešení pohonných ústrojí

Elektromobilita je principem využití elektrického pohonu pro různé druhy dopravy. Do toho spadají automobily, autobusy, nákladní vozidla, lodě a další. Hlavním důvodem pro zavedení elektromobility je negativní vliv vozidel se spalovacími motory na životní prostředí. Současný vývoj je zaměřen hlavně na osobní automobily.

2.1 Elektromotory a jejich využití pro pohon vozidel

Elektromotor je klíčovou součástí elektrického vozidla. Je to součástka, která převádí elektrickou energii na energii mechanickou. Motor vytváří točivý moment pomocí magnetických polí, které vytváří rotor a stator z nichž se motor sestává.

Obecné výhody elektromobilů

- + Dosahují nejvyšších točivých momentů už při nízkých otáčkách na rozdíl od spalovacích motorů.
- + Zástavbový objem je podstatně menší jak u spalovacího motoru.
- + Jednoduchá konstrukce
- + Nízká hlučnost

Obecné nevýhody elektromobilů

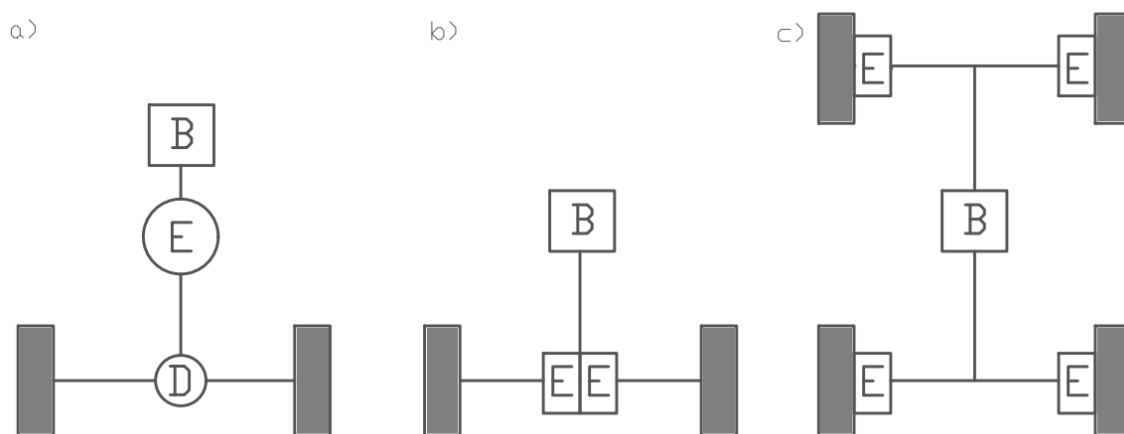
- Baterie
- Vyšší výrobní cena

2.1.1 Uspořádání hnacího ústrojí pro elektromobily

U elektromobilů se hnací ústrojí skládá podobně jako u vozidel se spalovacím motorem z motoru, převodovky, hnacích hřídelů a diferenciálu s rozvodovkou. Díky momentové charakteristice elektromotoru není třeba vícestupňové převodovky, spíše se vzhledem k vysokým provozním otáčkám motoru využívá redukčního převodu čímž se ušetří hmotnosti a zástavbové velikosti. Dříve elektromotory nedosahovaly tak výhodné charakteristiky, a tak bylo výhodné využití vícestupňové převodovky. Místo palivové soustavy se v elektricky poháněných vozidlech využívá akumulátoru. Existují tři základní typy hnacích ústrojí, a to přední nebo zadní pohon (obr. 1a), tandemový pohon (obr. 1b) a pohon v nábojích kol (obr. 1c) [2, 3].

Označení na obrázku

E-elektromotor, B-baterie, D-diferenciál.



Obr. 1 Základní typy uložení hnacího ústrojí [vlastní zdroje]

2.1.2 Druhy elektromotorů

Existuje mnoho typů elektromotorů, které se v průběhu let využívaly pro pohon vozidel. Současně nepoužívanější motory jsou popsány níže.

Kartáčový stejnosměrný motor

Tento typ motoru se řadí mezi ty nejjednodušší elektromotory. Je velice často používán v elektrickém nářadí, v elektrickém ovládní oken u automobilu, v domácích elektrických spotřebičích nebo jako trakční motor automobilů. Princip motoru je založen na vzájemném působení magnetického pole magnetů ve statoru a cívky rotoru. Cívka je napájena proudem, magnety jsou opačně polarizované a díky tomu vznikají síly které s cívkou pohybují. Na rotor je připojený komutátor, který mění směr elektrického proudu a také polaritu magnetů. Díky tomu vznikne otáčivý pohyb, který pohání motor. Výhodou kartáčových motorů je jednoduchá konfigurace a použití v aplikacích, kde není potřeba regulace otáček. Komutátor a kartáče vyžadují pravidelnou výměnu, což s hlučností kartáčů jsou nevýhodami motoru [4, 5].

Bezkartáčový stejnosměrný motor

Používá se v počítačovém vybavení, akumulátorových zařízeních jako jsou brusky, vrtačky, pily a je velmi oblíbený v elektrických a hybridních automobilech. Konstrukce i princip fungování je trochu odlišný od kartáčového motoru. Stator je opatřen navinutými cívkami, které díky protékajícímu proudu generují magnetické pole vytvářející rotaci. Nejčastěji je možné se setkat se třemi vinutími. Z důvodu zvlnění točivého momentu nabízejí výrobci sady s jedním až osmi páry pólů. Díky těmto opatřením není třeba kartáčů a komutátoru. S absencí kartáčů nedochází v motoru ke tření, a tak je méně hlučný. Dále je bez nich a komutátoru méně poruchový chod [4, 6].

Indukční motor

Neboli asynchronní motor je zdaleka nejběžnějším typem elektrického pohonu. Je možné se s ním setkat skoro na každém kroku. Využívá se například v čerpadlech, kompresorech, u většiny elektrického nářadí, hračkách, ale i v elektromobilech. Rozděluje se do dvou typů indukčních motorů, a to na jednofázový a třífázový podle toho, k jakému je připojen zdroj. Popis činnosti motoru zní: výsledkem rotačního magnetického pole statorového vinutí je elektromagnetická indukce. Odtud indukční motor. Pomocí indukce je generován střídavý proud v rotoru motoru, který je nutný pro generování točivého momentu. Ve srovnání se stejnosměrným motorem má velmi nízké ceny, a to kvůli skromné konstrukci a nízké údržbě. Právě proto je tento typ v dřívější většině preferovaný. Změna rychlosti je téměř konstantní a zároveň má vysoký rozběhový moment, takže je velmi užitečný u zátěžových operací. Při rozběhu a při nízké zátěži odebírá obrovský proud [4, 7].

Spínaný reluktanční motor

Aplikuje se jako alternativa za indukční motor v aplikacích všude tam, kde jsou nevyhovující provozní podmínky. Je možné se s ním setkat v textilních strojích, elektrických vozidlech, pračkách nebo třeba v obráběcích strojích. Pracuje na principu proměnné reluktance, neboli proměnného magnetického odporu. Motor se skládá ze šesti pólů statoru a čtyř pólů rotoru. Póly rotoru a statoru se neustále přepínají a tím mění magnetický odpor. Rotor se snaží vyrovnat přes nejnižší reluktanční dráhu a díky tomu se otáčí. Mezi výhodu reluktančního motoru patří použitelnost pro vysokorychlostní aplikace, velice silné rotory, vysoká odolnost proti chybám. Problémem tohoto motoru je hlučnost a zvlnění točivého momentu při vysoké rychlosti [4, 8].

2.2 Hybridní pohony

Hybridní pohony sestávají z více poháněcích zdrojů, a to obvykle ze spalovacích a elektrických motorů. Toto řešení je nejvýhodnější kombinací, protože elektromotor dovoluje městský provoz bez emisí a spalovací motor umožňuje dobré jízdní vlastnosti a velké dojezdy mimo něj. Elektromotor zastává ve vozidle dvojí funkci, jako pohon transformuje elektrickou energii uloženou v baterii na energii mechanickou a pomáhá spalovacímu motoru, a jako generátor, například při brždění, využívá přebytečné energie a transformuje ji naopak [2].

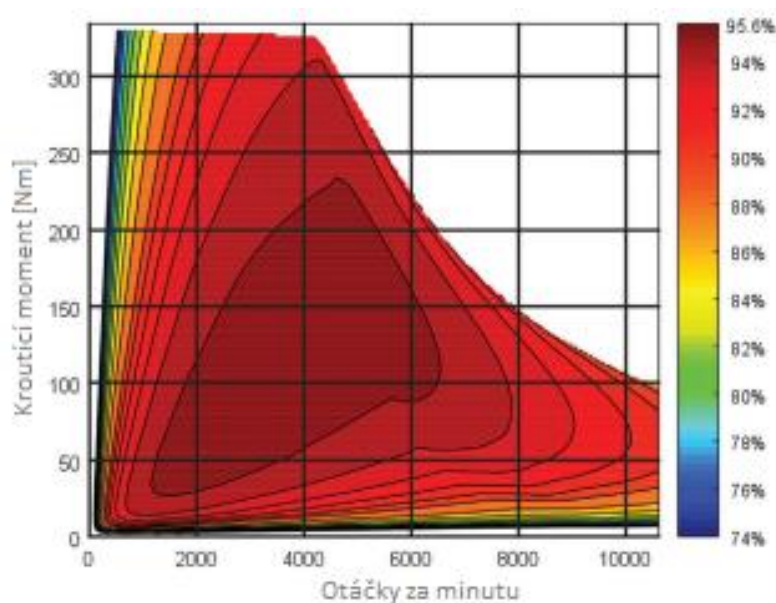
2.3 Parametry zvoleného elektromotoru

Indukční pohon HVH 250 90 S je zvoleným motorem ze zadání. Zde jsou vypsány některé základní veřejně dohledatelné parametry, které udává výrobce.

Tab.1 Parametry elektromotoru

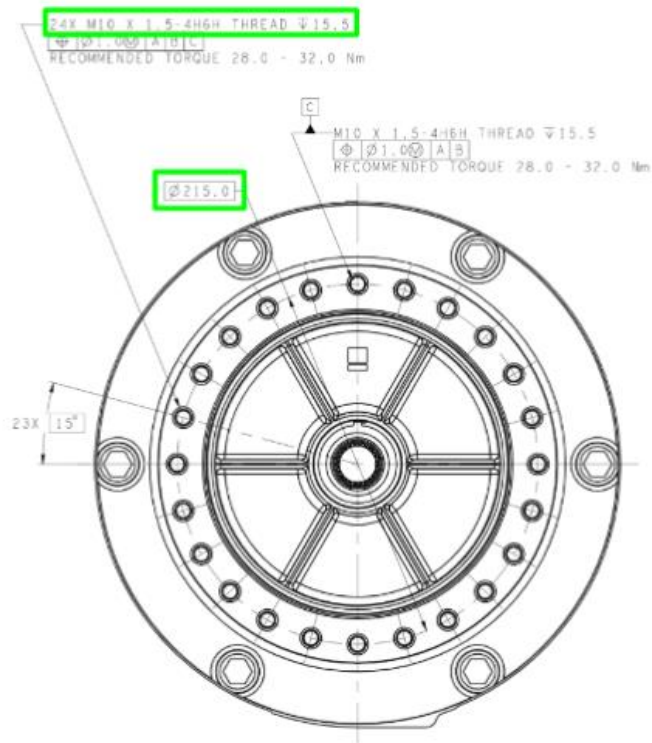
PARAMETRY ELEKTROMOTORU	
Celková hmotnost	50 [kg]
Maximální napětí	700 [V]
Maximální proud	300 [Arms]
Maximální kroučící moment	290 [Nm]
Maximální výkon	65 [kW]

Pro maximální využití potenciálu elektromotoru je potřeba znát jeho graf účinnosti.



Obr. 2 Graf účinnosti motoru HVH 250 90 [13]

Pro upevnění převodovky k motoru je potřeba jeho výkresová dokumentace.



Obr. 3 Konstrukční parametry motoru [14]

2.4 Převody ozubenými koly, jejich druhy a charakteristické provozní vlastnosti

Vlivem tvarové vazby vytvářené mezi hnacím a hnaným hřídelem, dochází mezi ozubenými převody k přenosu a transformaci výkonu. Osy hřídelů mohou být rovnoběžné, různoběžné nebo mimoběžné. Existuje spousta typů provedení ozubených kol, lišících se tvarem. Mezi nejpoužívanější patří ty níže vypsane [1].

Rozdělení podle os hřídelů

- Převody s rovnoběžnými osami
 - Čelní ozubená soukolí
 - Čelní ozubená soukolí vnitřní
- Převody s mimoběžnými osami
 - Kuželová soukolí

- Převody s různoběžnými osami
 - Šroubová soukolí
 - Šneková soukolí

Pomocí těchto soukolí je možné přenášet výkon z hnacího hřídele na hnáný. Ozubené převody jsou nejvíce používané mechanické převody, které patří mezi převody přesné [1].

Výhody ozubených převodů

- + Provoz se stálým převodem
- + Vysoká účinnost, spolehlivost a životnost
- + Přenos vysokých výkonů za vysokých otáček
- + Snadná obsluha

Nevýhody ozubených převodů

- Přesná výroba a montáž
- Mazání
- Vznik sil namáhajících ložiska

2.4.1 Čelní ozubená soukolí

Čelní ozubená soukolí patří mezi nejčastěji používané ozubené převody. Vazba těchto soukolí může být tvořena mezi vnějšími koly, vnějším kolem a hřebenem, nebo mezi koly s vnitřním a vnějším ozubením. Dále se soukolí rozdělují podle druhu zubů [9].

Soukolí s přímými zuby

Jsou nejčastěji využívanými ozubenými převody. Běžně se používají v průmyslových odvětvích jako je potravinářský nebo automobilový průmyslu, kde se aplikují v planetových soukolích. Používají se také v malých a velkých strojích, například v hodinách a čerpadlech. Jejich výhodou je jednoduchá konstrukce a výroba [9].

Soukolí s šikmými zuby

Od soukolí s přímými zuby se liší úhlem β , pod kterým jsou jejich zuby skloněny. Soukolí sestává z jednoho kola s pravým stoupáním a z druhého, které má stoupání opačné. Díky

úhlu sklonu zubů jsou zuby v záběru zatěžovány postupně. To vede k většímu součiniteli trvání záběru a dále k lepší únosnosti a nižší hlučnosti. Jejich nevýhodou je generace axiální síly, kvůli které je zapotřebí axiálních ložisek pro její zachycení. Běžně se používají u těžkých strojů, například u strojů pro přepravu materiálu, a také jsou velice oblíbená v automobilovém průmyslu kvůli nízké hlučnosti [1, 9].

Soukolí s šípovými zuby

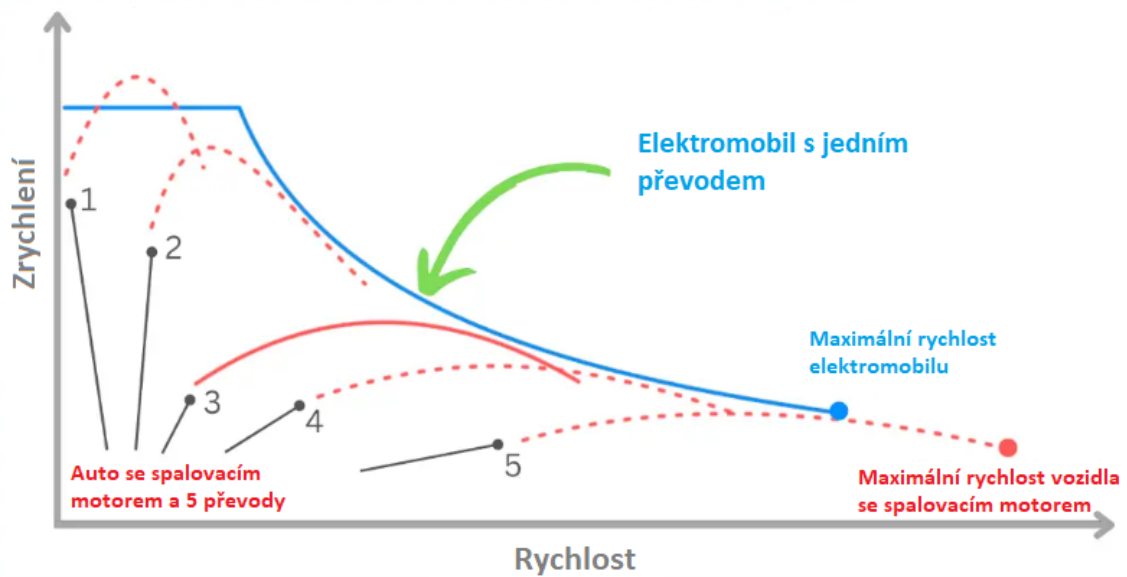
Jsou v podstatě dvě řady se šikmými zuby opačně orientovanými vyrobená na jednom kole. Vede k tomu právě nevýhoda šikmých zubů, tedy vytváření axiální síly, a díky šípovému tvaru zubu by mělo dojít k jejímu zamezení. Řady zubů jsou od sebe odděleny mezerou, kvůli složitosti výroby. Toto provedení se často používá v generátorech a je velmi běžné ve ventilátorech. Místo výroby v jednom kuse lze geometrie dosáhnout přiložením dvou ozubených kol se šikmými zuby opačně orientovanými a tím výrobu zjednodušit, ale na úkor složitější montáže [9].

2.5 Současná konstrukční uspořádání redukčních převodovek u elektromobilů

Díky současným vlastnostem elektromotorů, které byly popsány výše, není potřeba vícestupňových převodovek, jako u vozidel se spalovacími motory a využívá se jenom převodovek redukčních. Elektromobily obvykle dosahují menší maximální rychlosti oproti vozidlům se spalovacími motory, a tak zkrátka nepotřebují vyššího převodu k jejímu dosažení [10].

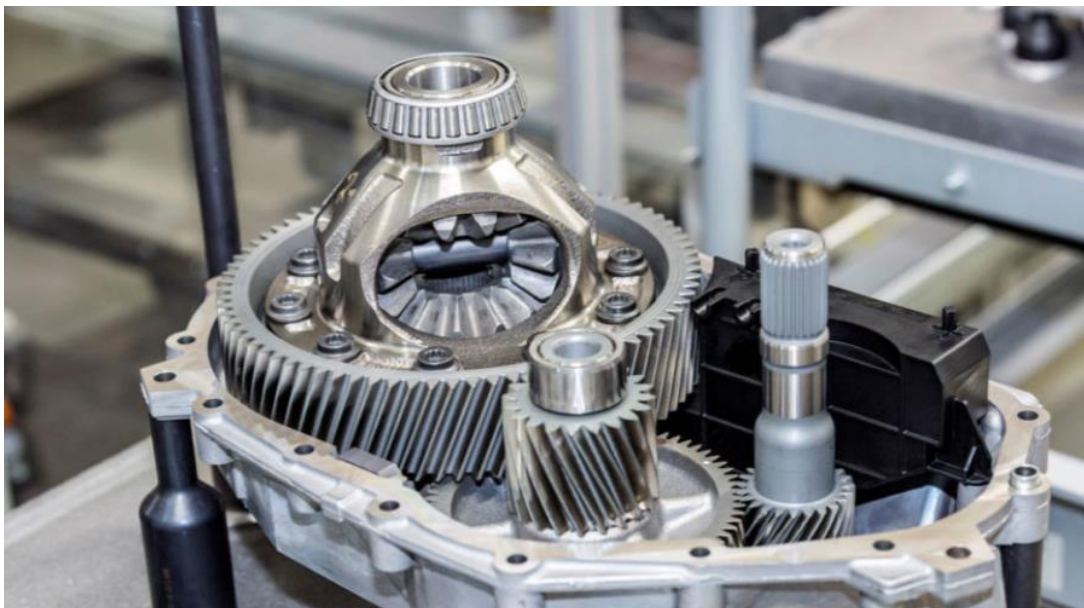
Je možné že se vícestupňové převodovky budou v budoucnu na trhu objevovat více, a to společně s elektrickými nákladními vozidly.

Graf na obrázku 4, který je uvedený níže, popisuje srovnání zrychlení a rychlosti elektromobilu s redukčním převodem oproti vozidlu se spalovacím motorem a převodovkou s pěti převody. Jak je vidět v grafu, spalovací vozidlo potřebuje vícestupňové převodovky, aby se mohlo rozjet a dosáhnout maximální rychlosti. Oproti tomu elektromobil díky charakteristice elektromotoru to zvládne i s jedním převodem [10].



Obr. 4 Graf rychlosti oproti zrychlení redukčního převodu elektromobilu ve srovnání s vícešupňovým převodem spalovacího vozidla [10].

Většina výrobců využívá jednostupňového převodu. Například známý výrobce elektrických automobilů Tesla, ve svém modelu Tesla model 3. Redukční převodovka se skládá ze dvou čelních soukolí se šikmým ozubením a diferenciálu, který je složen ze dvou soukolí kuželových, s celkovým převodem 1:9. Celkové hnací ústrojí je pak uloženo na přední pohon. Podobný převod aplikuje automobilka Volkswagen u auta ID.3, který je vidět na obrázku 5 níže.



Obr. 5 Jednorychlostní redukční převod u Volkswagen ID.3 [11]

Existují modely, které využívají i jiného než jednostupňového převodu. Například Porsche Taycan používá u svého elektricky poháněného vozu dvou motorů. Jeden uložený na přední nápravě a druhý na nápravě zadní. Převodovka se skládá z planetového čelního soukolí se šikmým ozubením a dvou spojek, které zajišťují výměnu převodového poměru, nebo úplně oddělují zadní motor. Výhodou dvoustupňového převodu je jako v automobilech se spalovacím motorem zvýšená akcelerace při nízkých rychlostech a lepší účinnost při rychlosti vyšší. Dvoustupňový převod má podle výrobce zrychlit tento model a zlepšit jeho celkový dojezd [11].

2.6 Návrhy potenciálních řešení s konstrukcí na odlehčení ložisek

Návrhy možných řešení vychází z aktuálních produktů na trhu. Jak je psáno výše, redukční převodové systémy se stále vyvíjí společně s elektromobilitou, nejčastěji ale v podobě jednostupňových převodovek, a tudíž koncepty budou vycházet z právě nich. Ze zadání je zřejmé, že návrhy budou koncipovány s co možná minimálními rozměry a celá sestava bude připojena k elektromotoru HVH 250-090 S, který je převážně provozován na polovinu svého maximálního kroutícího momentu. Navržené koncepty jsou propojeny s pohonem pomocí spojky a na jejich výstupech působí diferenciál s kuželovými koly. Dále je třeba zmínit že převodové systémy jsou koncipovány na použití v ideálním stavu. To znamená že vozidlo, které je používá jede po rovině, neuhýbá, nepůsobí na něj odpor vzduchu a vozovky a ani není brána v potaz hmotnost vozidla. Dále nedochází ke ztrátě výkonu v celé sestavě.

První návrh je stejný jako se používá v aktuálních převodovkách na trhu, tedy jednostupňový převodový systém, který sestává ze dvou čelních ozubených soukolí s šikmým ozubením.

Ve druhém návrhu je převod zhotoven z čelních kol šípových, které by měly zamezit vytvoření axiálních sil zatěžujících ložiska, a tak zmenšit jejich namáhání.

Třetí návrh také zabraňuje generaci axiálních sil, a to pomocí složených čelních šípových soukolí ze dvou čelních šikmých.

Druhý a třetí návrh se liší jenom typem převodových kol a montáží, výsledek zatížení by měl být stejný. Všechna řešení mají na výstupu diferenciální převod. Každé řešení má své pro a proti a výběr toho nejvhodnějšího z nich se zhotoví pomocí výpočtů a následnému porovnání výsledků.

3 Výpočetní ověření návrhů redukční převodovky

3.1 Kinematická schémata potenciálních řešení

Kinematická schémata vyplývají z výše navržených koncepcí. Výkon generovaný elektromotorem je přenesený pomocí spojky do převodové skříně. Tam je pomocí hřídelí, která jsou uložena v ložiscích, a dvou čelním ozubeným soukolím dostává dále do diferenciálního převodu. Ten se skládá ze čtyř kuželových ozubených kol s přímým ozubením, která jsou uložena v jeho kleci. Díky nim je výkon dodán až na kola automobilu.

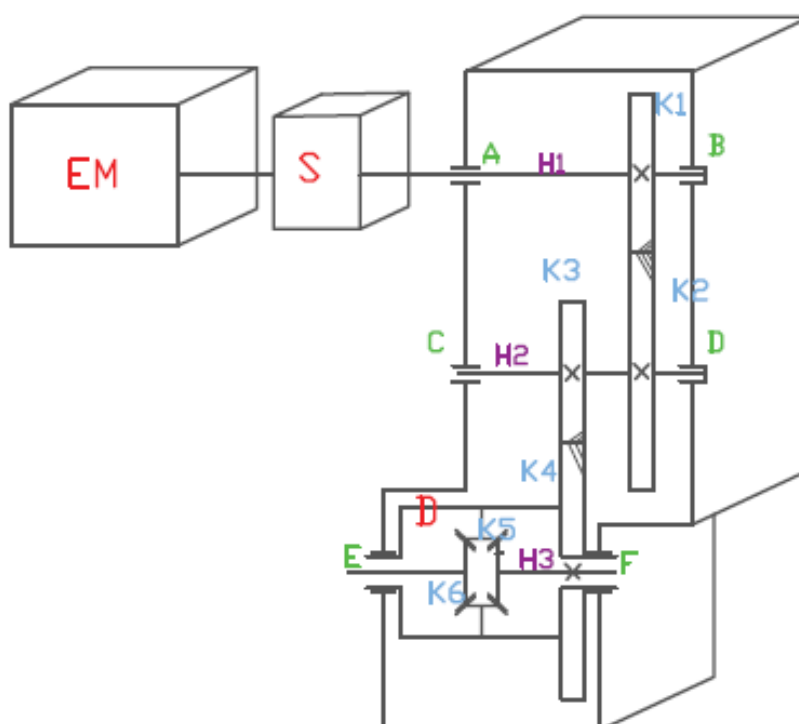
Značení

Převodová soukolí K1-K2, K3-K4 (čelní ozubení) a soukolí K5-K6 (kuželové ozubení přímé), značení ozubených kol je podle ČSN ISO 3090

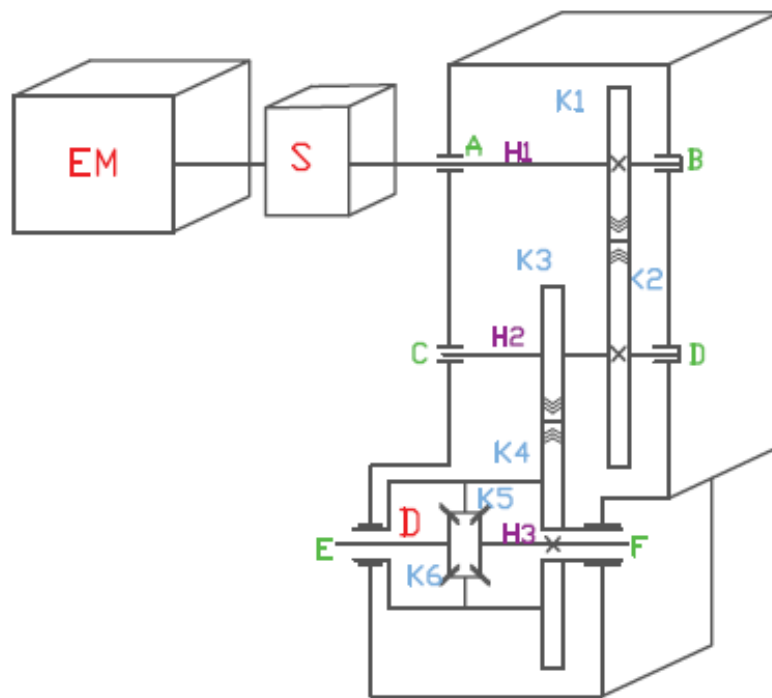
Hřídele H1 a H2, H3 je osazením diferenciálu

Ložiska: hřídel 1(A, B), hřídel 2(C, D), osazení diferenciálu(E, F)

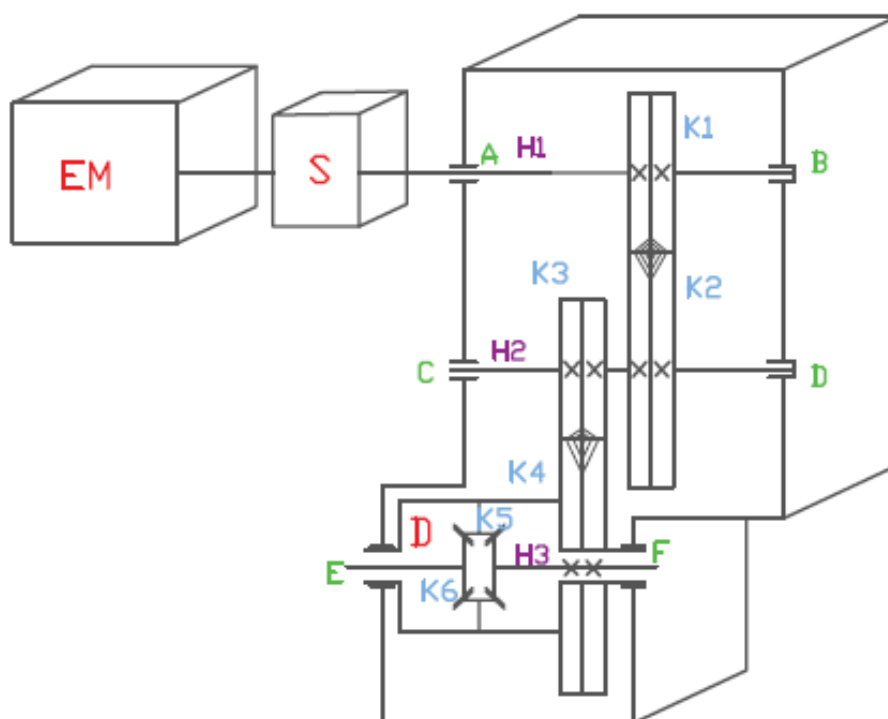
EM-elektrický motor, S-spojka, D-diferenciál



Obr. 6 Kinematické schéma čelních soukolí se šikmým ozubením [vlastní zdroje]



Obr. 7 Kinematické schéma čelních soukolí se šípovým ozubením [vlastní zdroje]

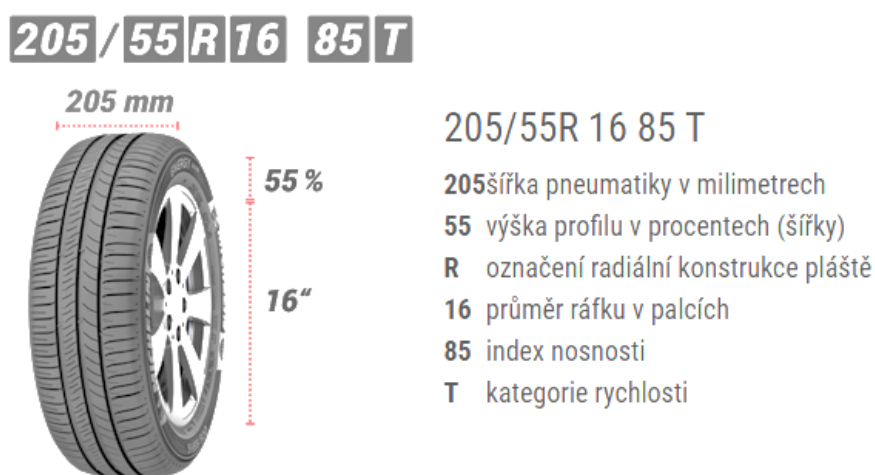


Obr. 8 Kinematické schéma čelních soukolí se složeným šípovým ozubením [vlastní zdroje]

3.2 Přenos hnacích sil na vozovku a celkový převodový poměr hnacího ústrojí

Automobil, pro který by měla výsledná převodová soustava fungovat není zadán, a proto je potřeba si určit velikost pneumatiky a maximální rychlost vozidla pro výpočet celkového převodu. Maximální rychlost, se kterou se automobil může pohybovat je tedy 130 km/h a *CONTINENTAL WINTERCONTACT TS870 205/55 R 16 91T* je zvolená pneumatika. Zimní pneumatika z důvodu většího valivého odporu než u letní i přes to, že s odporem není počítáno. Celé sestava je samozřejmě dimenzována na největší možné zatížení.

Potřebné hodnoty pneumatiky se dopočítají z parametrů označení. Pro pomoc výpočtu slouží obr. 9.



Obr. 9 Poměry pro výpočet pneumatiky [12]

Průměr pneumatiky

$$Pp = 16 * 0,254 + 2 * 0,55 * 0,205 \quad (1)$$

Obvod pneumatiky

$$O_p = Pp * \pi \quad (2)$$

Dále pomocí zvolené rychlosti, zjištěných hodnot pneumatiky a zadaných hodnot elektromotoru vypočítá celkový převodový poměr.

Otáčky kola

$$n_k = \frac{v * 1000}{O_p * 60} \quad (3)$$

Otáčky motoru

$$n_m = \frac{P_{max} * 60}{2 * \pi * \frac{Mk_{max}}{2}} \quad (4)$$

Celkový převodový poměr

$$i_{základní} = \frac{n_m}{n_k} \quad (5)$$

Nyní se získaným celkovým převodem, je možné dopočítat jednotlivé převodové poměry soukolí.

Jednotlivé převodové poměry

$$i_{základní} = i_{12} * i_{34} * i_{4d} \quad (6)$$

Dále je potřeba zvolit počty zubů a s nimi dopočítat kroutící momenty a otáčky jednotlivých hřídelů. Je třeba dbát na zadání a nevolit zubů příliš mnoho, aby celková sestava nebyla příliš veliká, ale zároveň šla dát dohromady s motorem a se zbytkem vozidla.

Pro kolo 1 zvoleno 30 zubů

Počet zubů kola 2

$$z_2 = i_{12} * z_1 \quad (7)$$

Pro kolo 3 zvoleno 25 zubů

Počet zubů kola 4

$$z_4 = i_{34} * z_3 \quad (8)$$

I přesto že diferenciální převod nemá na pohyb vozidla vliv, z důvodu rovného pohybu, je potřeba určit velikost převodového převodu mezi kuželovými koly a počet zubů jednoho z nich. **Převod mezi kuželovými koly je tedy 1,4 a počet zubů kola 5 je 10.**

Počet zubů kola 6

$$z_6 = i_{56} * z_5 \quad (9)$$

Kroutící momenty se dopočítají pomocí zadaného kroutícího momentu motoru a vypočtených převodových poměrů.

Kroutící moment na hřídeli 2

$$Mk_2 = i_{12} * Mk_1 \quad (10)$$

Kroutící moment na „hřídeli 3“

$$Mk_3 = i_{34} * Mk_2 \quad (11)$$

Obdobně jako kroutící momenty lze získat otáčky.

Otáčky na hřídeli 2

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} \quad (12)$$

Otáčky na „hřídeli 3“

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} \quad (13)$$

Tab.2 Parametry pneumatiky a převody hnacího ústrojí

PARAMETRY PNEUMATIKY A PŘEVODY HNACÍHO ÚSTROJÍ		
Název	Značení	Velikost
Maximální rychlost vozidla	v [km/h]	130
Průměr pneumatiky	P _p [m]	0,63
Obvod pneumatiky	O _p [m]	1,98
Otáčky kola	n _k [ot/min]	1091,42
Otáčky motoru	n _m [ot/min]	4280,72
Celkový převodový poměr	i _{základní}	3,9
Převodový poměr 1-2	i ₁₂	1,5
Převodový poměr 3-4	i ₂₃	2,6
Převodový poměr 4-diferenciál	i _{4d}	1
Převodový poměr 5-6	i ₅₆	1,4
Počet zubů kola 1	z ₁	30
Počet zubů kola 2	z ₂	45
Počet zubů kola 3	z ₃	25
Počet zubů kola 4	z ₄	65
Počet zubů kola 5	z ₅	10
Počet zubů kola 6	z ₆	14
Kroutící moment na hřídeli 1	Mk ₁ [Nm]	145
Kroutící moment na hřídeli 2	Mk ₂ [Nm]	217,5
Kroutící moment na hřídeli 3	Mk ₃ [Nm]	565,5
Otáčky hřídele 1	n ₁ [ot/min]	4280,72
Otáčky hřídele 2	n ₂ [ot/min]	2583,81
Otáčky hřídele 3	n ₃ [ot/min]	1097,62

Pro soukolí mezi ozubenými koly 3 a 4 je zvolený větší převodový poměr než u soukolí 1-2, z důvodu připevnění diferenciálního převodu na čtvrté ozubené kolo. Převodový poměr mezi koly 4 a diferenciálem je 1, jelikož se vozidlo má pohybovat jenom po rovině a přímočaře, tudíž se diferenciál bude otáčet společně se hřídelí 2.

3.3 Výpočtové ověření zvolených konstrukčních řešení

Kinematické hodnoty a převodové poměry jsou vypočítány a dále je tedy možné získat parametry ozubených kol, ze kterých se bude převodová sestava skládat. Taky je možné dopočítat síly působící mezi nimi. Parametry a síly jsou vypočítány pomocí vzorců a vztahů z knihy Části strojů [2].

Ve výpočtech jsou potřeba hodnoty mezních napětí zvolených materiálů. Pro jejich zjištění byly použity vztahy z přílohy P1.

3.3.1 Výpočty parametrů ozubených kol a jejich sil

Čelní ozubená kola

Pro soukolí 1-2 a 2-3 platí totožné obecné vztahy, proto zde do rovnic není dosazeno. Jejich výsledky jsou společně shrnuty v tabulce 3.

Pro soukolí jsou zvoleny osové vzdálenosti $a_{12}=114$ mm a $a_{34}=137,7$ mm. Dále jsou zvoleny součinitele výšky hlavy zubu $h_a^*=1$, hlavové vřle $c^*=0,25$ a $\Psi_D=0,5$. **Ozubená kola nejsou korigována. Materiál ozubených kol je 12 051 s vlastnostmi v příloze P5.**

Úhel sklonu zubu

$$\beta_{ij} = \arccos \left[\frac{m_{nij}}{2a_{ij}} * (z_i + z_j) \right] \quad (14)$$

Čelní modul

$$m_{tij} = \frac{m_{nij}}{\cos \beta_{ij}} \quad (15)$$

Úhel záběru v čelní rovině

$$\alpha_{tij} = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_{nij}}{\cos \beta_{ij}} \right) \quad (16)$$

Pevnostní kontrola modulu

$$m_{nij} \approx 1,85 * \sqrt[3]{\frac{M_i * \cos^2 \beta_{ij}}{z_i^2 * \psi_D * \delta_{Flim}}} \quad (17)$$

Roztečný průměr

$$d_i = m_{tij} * z_i \quad (18)$$

Roztečný poloměr

$$r_i = \frac{d_i}{2} \quad (19)$$

Výška hlavy zuby

$$h_{ai} = h_{aij}^* * m_{nij} \quad (20)$$

Hlavový poloměr

$$r_{ai} = r_i + h_{ai} \quad (21)$$

Výška paty zuby

$$h_{fi} = (h_{aij}^* + c^*) * m_{nij} \quad (22)$$

Poloměr patní kružnice

$$r_{fi} = r_i - h_{fi} \quad (23)$$

Poloměr základní kružnice

$$r_{bi} = r_i * \cos \alpha_{tij} \quad (24)$$

Tab.3 Parametry čelních ozubených kol

PARAMETRY ČELNÍCH OZUBENÝCH KOL		
Převod 1-2		
Název	Značení	Velikost
Tloušťka ozubených kol	b_{12} [mm]	30
Osová vzdálenost převodu	a_{12} [mm]	114
Normálový modul	m_{n12} [mm]	3
Čelní modul	m_{t12} [mm]	3,04
Úhel sklonu zuby	β_{12} [°]	9,30
Úhel záběru v normálové rovině	α_{n12} [°]	20
Úhel záběru v čelní rovině	α_{t12} [°]	20,24

Součinitel výšky hlavy zubu	h_a^*	1
Součinitel hlavové vůle	c^*	0,25
Výška hlavy zubu	h_{a12} [mm]	3
Výška paty zubu	h_{f12} [mm]	3,75
Kolo 1		
Počet zubů kola 1	z_1	30
Roztečný poloměr kola 1	r_1 [mm]	45,6
Hlavový poloměr kola 1	r_{a1} [mm]	48,6
Patní poloměr kola 1	r_{f1} [mm]	41,85
Základní poloměr kola 1	r_{b1} [mm]	47,78
Kolo 2		
Počet zubů kola 2	z_2	45
Roztečný poloměr kola 2	r_2 [mm]	68,4
Patní poloměr kola 2	r_{a2} [mm]	71,4
Hlavový poloměr kola 2	r_{f2} [mm]	64,65
Základní poloměr kola 2	r_{b2} [mm]	64,17
Převod 3-4		
Název	Značení	Velikost
Tloušťka ozubených kol	b_{34} [mm]	30
Osová vzdálenost převodu	a_{34} [mm]	137,7
Normálový modul	m_{n34} [mm]	3
Čelní modul	m_{t34} [mm]	3,06
Úhel sklonu zubu	β_{34} [°]	11,36
Úhel záběru v normálové rovině	α_{n34} [°]	20
Úhel záběru v čelní rovině	α_{t34} [°]	20,36
Výška hlavy zubu	h_{a34} [mm]	3
Výška paty zubu	h_{f34} [mm]	3,75
Kolo 3		
Počet zubů kola 3	z_3	25
Roztečný poloměr kola 3	r_3 [mm]	38,25
Hlavový poloměr kola 3	r_{a3} [mm]	41,25
Patní poloměr kola 3	r_{f3} [mm]	34,5
Základní poloměr kola 3	r_{b3} [mm]	35,86
Kolo 4		
Počet zubů kola 4	z_4	65
Roztečný poloměr kola 4	r_4 [mm]	99,45
Patní poloměr kola 4	r_{a4} [mm]	102,45
Hlavový poloměr kola 4	r_{f4} [mm]	95,7
Základní poloměr kola 4	r_{b4} [mm]	93,23

Ozubená kola kuželová

Hodnoty kuželových kol jsou vypočteny pomocí vztahů v rovnicích níže, a následně shrnuty v tabulce 3. Pro ozubená kola kuželová je úhel $\beta=0$. Zvoleny jsou součinitele výšky hlavy zubu $h_a^*=1$ a hlavové vůle $c^*=0,25$. Kola jsou vyrobená z materiálu 12 051 s vlastnostmi v příloze P5.

Pevnostní kontrola modulu

$$m_{n56} \approx 1,85 * \sqrt[3]{\frac{M_{k3} * \cos^2 \beta_{56}}{z_6^2 * \psi_D * \delta_{Flim}}} \quad (25)$$

$$m_{e56} = m_{n56} * \left(1 + \frac{\psi_D}{\sqrt{1 + i_{56}^2}}\right) \quad (26)$$

Poloviční vrcholový úhel kola 5

$$\delta_5 = \arctan\left(\frac{1}{i_{56}}\right) \quad (27)$$

Poloviční vrcholový úhel

$$\delta_6 = \Sigma - \delta_5 \quad (28)$$

Hlava zubu vnějšího doplňkového kužele

$$h_{ae5} = h_a^* * m_{e56} \quad (29)$$

Pata zubu

$$h_{fe5} = (h_a^* + c^*) * m_{e56} \quad (30)$$

Roztečná kružnice kuželových kol

$$d_5 = m_{e56} * z_5 \quad (31)$$

Poloviční vrcholový úhel hlavového kužele

$$\delta_{a5} = \delta_5 + \arctan\left(\frac{2h_{ae5} * \sin(\delta_5)}{d_5}\right) \quad (32)$$

Poloviční vrcholový úhel patního kužele

$$\delta_{h5} = \delta_5 - \arctan\left(\frac{2h_{fe5} * \sin(\delta_5)}{d_5}\right) \quad (33)$$

Hlavová kružnice

$$d_{a5} = d_5 + h_{ae5} \cos(\delta_5) \quad (34)$$

Patní kružnice

$$d_{f5} = d_5 - h_{fe5} * \cos(\delta_5) \quad (35)$$

Střední poloměr

$$r_{m5} = r_5 - \frac{b}{2} * \sin(\delta_5) \quad (36)$$

Tab.4 Parametry kuželových ozubených kol

PARAMETRY KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL		
Převod 5-6		
Název	Značení	Velikost
Šířka ozubení	b_{56} [mm]	20,6
Normálový modul střední	m_{nm56} [mm]	3,57
Normálový modul vnější	m_{ne56} [mm]	6
Vrcholový úhel	Σ [°]	90
Úhel záběru v normálové rovině	α_{n56} [°]	20
Součinitel výšky hlavy zuby	h_a^*	1
Součinitel hlavové vřle	c^*	0,25
Hlava zuby vnějšího doplňkového kužele	h_{ae56} [mm]	6
Pata zuby	h_{fe56} [mm]	7,5
Kolo 5		
Počet zubů kola 5	z_5	14
Roztečný průměr kola 5	d_5 [mm]	60
Hlavový průměr kola 5	d_{a5} [mm]	64,88
Patní průměr kola 5	d_{f5} [mm]	53,89
Poloviční vrcholový úhel kola 5	δ_5 [°]	35,54
Poloviční vrcholový úhel hlavového kužele kola 5	δ_{a5} [°]	41,17
Poloviční vrcholový úhel patního kužele kola 5	δ_{h5} [°]	27,27
Střední poloměr kola 5	r_{m5} [mm]	24,01
Kolo 6		
Počet zubů kola 6	z_6	10
Roztečný průměr kola 6	d_6 [mm]	84
Hlavový průměr kola 6	d_{a6} [mm]	87,49
Patní průměr kola 6	d_{f6} [mm]	79,64
Poloviční vrcholový úhel kola 6	δ_6 [°]	54,46

Poloviční vrcholový úhel hlavového kužele kola 6	$\delta_{a6} [^\circ]$	61,09
Poloviční vrcholový úhel patního kužele kola 6	$\delta_{h6} [^\circ]$	46,19
Střední poloměr kola 6	$r_{m6} [mm]$	33,62

Silové poměry čelních ozubených kol

Obvodová složka síly

$$F_{t12} = \frac{M_1}{r_1} = F_{t21} \quad (37)$$

Přenášená síla

$$F_{N12} = \frac{F_{t12}}{\cos \alpha_{n12} * \cos \beta_{12}} = F_{N21} \quad (38)$$

Přenášená síla v tečné rovině

$$F_{n12} = \frac{F_{t12}}{\cos \beta_{12}} = F_{n21} \quad (39)$$

Radiální složka síly

$$F_{r12} = \frac{F_{t12}}{\cos \beta_{12}} * \tan \alpha_{n12} = F_{r21} \quad (40)$$

Axiální složka síly

$$F_{a12} = F_{t12} * \tan \beta_{12} = F_{a21} \quad (41)$$

Síly v soukolí 3-4 jsou dopočteny analogicky jako soukolí 1-2.

Tab.5 Hodnoty sil čelních ozubených soukolí

HODNOTY SIL ČELNÍCH OZUBENÝCH SOUKOLÍ		
Převod 1-2		
Název	Značení	Velikost
Obvodová složka síly	$F_{t12} [N]$	3179,82
Přenášená síla	$F_{N12} [N]$	3429
Přenášená síla v tečné rovině	$F_{n12} [N]$	3222,22

Radiální složka síly	F_{r12} [N]	1172,79
Axiální složka síly	F_{a12} [N]	521
Převod 3-4		
Název	Značení	Velikost
Obvodová složka síly	F_{t34} [N]	5686,27
Přenášená síla	F_{N34} [N]	6172,23
Přenášená síla v tečné rovině	F_{n34} [N]	5800
Radiální složka síly	F_{r34} [N]	2111,02
Axiální složka síly	F_{a34} [N]	1142,93

Silové hodnoty čelních soukolí jsou kontrolovány programem Autodesk Inventor. Jejich velikosti odpovídají výsledkům programu viz. obrázky 7 a 8.

Výsledky	
F_t	3179,825 N
F_r	1172,793 N
F_a	520,991 N

Obr. 10 Silové výsledky čelního soukolí 1-2

Výsledky	
F_t	5686,274 N
F_r	2111,027 N
F_a	1142,927 N

Obr. 11 Silové výsledky čelního soukolí 3-4 [vlastní zdroje]

Silové poměry kuželových kol

Tečná složka síly

$$F_{t56} = \frac{M_3}{r_{m5}} = F_{t65} \quad (42)$$

Přenášená síla

$$F_{N56} = \frac{F_{t56}}{\cos \alpha_{n56}} = F_{N65} \quad (43)$$

Radiální složka síly

$$F_{r56} = F_{t56} \tan \alpha_{n56} \cos \delta_5 \quad (44)$$

Axiální složka síly

$$F_{a56} = F_{t56} \tan \alpha_{n56} \sin \delta_5 \quad (45)$$

Dále platí

$$F_{r56} = F_{a65} \quad (46)$$

$$F_{a56} = F_{r65} \quad (47)$$

Tab.6 Hodnoty sil kuželových soukolí

HODNOTY SIL KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ		
Převod 5-6		
Název	Značení	Velikost
Obvodová složka síly	F_{t56} [N]	4205,27
Přenášená síla	F_{N56} [N]	4475,15
Radiální složka síly	F_{r56} [N]	1245,49
Axiální složka síly	F_{a56} [N]	889,64

Silové hodnoty kuželového soukolí jsou opět kontrolovány programem Autodesk Inventor. V programu je počítáno s jedním soukolím, které přenáší celý kroutící moment přes jeden dotkový bod. V návrhu diferenciálního převodu jsou použita soukolí dvě, které místo jednoho bodu dotyku mají čtyři. Tudíž výsledky v programu jsou 4x větší a odpovídají návrhu.

Výsledky	
F_t	16821,077 N
F_{r1}	4981,979 N
F_{a1}	3558,556 N

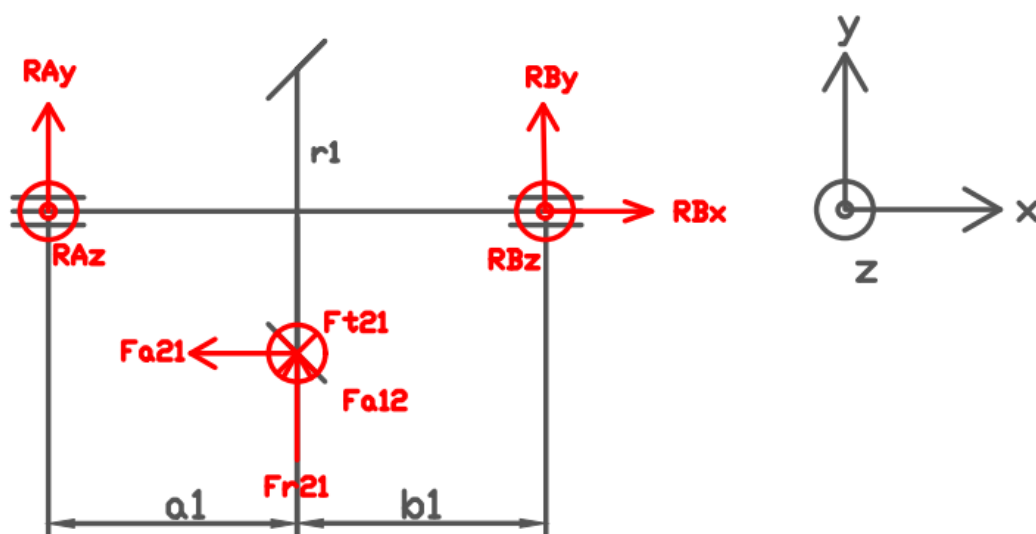
Obr. 12 Silové výsledky kuželového soukolí 5-6 [vlastní zdroje]

3.3.2 Reakce ložisek

Pro výpočet reakcí ložisek na zatěžující síly jsou použity stejné rovnice pro čelní soukolí s šikmými i šípovými zuby. U šípových soukolí se počítá s nulovými axiálními silami.

Reakce ložisek na hřídeli 1

Pro hřídel 1 jsou zvoleny tyto rozměry. $a_1=0,05625$ m $b_1=0,0295$ m



Obr. 13 Rovnice rovnováhy hřídel 1 [vlastní zdroje]

Rovnice rovnováhy

Rovnice v ose x

$$R_{Bx} - F_{a21} = 0 \quad (48)$$

Rovnice v ose y

$$R_{By} + R_{Ay} + F_{r21} = 0 \quad (49)$$

Rovnice v ose z

$$R_{Az} + R_{Bz} - F_{t21} = 0 \quad (50)$$

Momentová rovnice kolem osy y

$$M_{yA}: -F_{t21} * a_1 + R_{Bz} * (a_1 + b_1) = 0 \quad (51)$$

Momentová rovnice kolem osy z

$$M_{zA}: F_{r21} * a_1 - F_{a21} * r_1 + R_{By} * (a_1 + b_1) = 0 \quad (52)$$

Výsledné radiální reakce

Radiální reakce ložiska A

$$R_A = \sqrt{(R_{Ay}^2 + R_{Az}^2)} \quad (53)$$

Radiální reakce ložiska B

$$R_B = \sqrt{(R_{By}^2 + R_{Bz}^2)} \quad (54)$$

Reakce ložisek na zbylých hřídelích jsou vypočteny pomocí stejného principu, a to i při reverzním chodu. Shrnutí výsledků radiálních reakcí ložisek v jednotlivých případech provozu, jsou vypsány v tabulce 7 pro různá konstrukční provedení. V tabulce 8 jsou shrnuty axiální reakce ložisek pro jednotlivé případy konstrukčních řešení při provozu.

Tab.7 Radiální reakce ložisek pro šikmá a šípová ozubená kola

RADIÁLNÍ REAKCE LOŽISEK		
Ložisko [N]	Čelní kola šikmá	Čelní kola šípová
	Hřídel 1	
A	1288	1166
B	2205	2223
Hřídel 1 reverzace		
A	1101	1166
B	2391	2223
Hřídel 2		
C	5224	4993
D	4139	3987
Hřídel 2 reverzace		
C	4887	4993
D	4093	3987
Hřídel 3		
E	1164	1200
F	5160	4866
Hřídel 3 reverzace		
E	1600	1200
F	4665	4866

Tab.8 Axiální reakce ložisek pro šikmá a šípová ozubená kola

AXIÁLNÍ REAKCE LOŽISEK		
Ložisko [N]	Čelní kola šikmá	Čelní kola šípová
	Hřídel 1	
A	0	0
B	521	0
Hřídel 1 reverzace		
A	0	0
B	-521	0

Hřídel 2		
C	0	0
D	622	0
Hřídel 2 reverzace		
C	0	0
D	-622	0
Hřídel 3		
E	0	0
F	-1143	0
Hřídel 3 reverzace		
E	0	0
F	1143	0

3.4 Souhrn výsledků a výběr nejvhodnějšího řešení

V tabulkách 7 a 8 je možné přehledně vidět celková zatížení ložisek v jednotlivých případech konstrukčních řešení při provozu. Pro přehlednost jsou výsledky konstrukcí pro optimalizaci zatížení ložisek společně s poznatky zatížení z tabulek vypsány níže. Pro rozhodnutí je brán v potaz hlavně provoz při běžné jízdě, z důvodu velké časové převahy použití při provozu. Výpočty životnosti ložisek jsou zhotoveny z nejvíce namáhaného případu návrhu.

Návrh 1: Konstrukce s čelními šikmými ozubenými koly

Výhody

- + Nižší hlučnost
- + Nižší radiální zatížení ložisek na hřídeli 1

Nevýhody

- Vyšší radiální zatížení ložisek na hřídelích 2 a 3
- Axiální zatížení ložisek
- Vznik momentových skoků na hřídeli, kvůli axiálním silám

Návrh 2: Konstrukce s čelními šípovými ozubenými koly

Výhody

- + Úleva ložisek od axiálních sil
- + Nižší radiální zatížení ložisek na hřídelích 2 a 3
- + Stejně zatížení při reverzaci i běžném chodu

Nevýhody

- Vyšší hlučnost
- Složitá výroba ozubených kol
- Vyšší radiální zatížení ložisek na hřídeli 1

Návrh 3: Konstrukce s čelními šípovými koly složenými

Výhody

- + Úleva ložisek od axiálních sil
- + Nižší radiální zatížení ložisek na hřídelích 2 a 3
- + Stejně zatížení při reverzaci i běžném chodu
- + Jednodušší výroba ozubených kol

Nevýhody

- Vyšší hlučnost
- Složitější konstrukce sestavy
- Vyšší radiální zatížení ložisek na hřídeli 1

Výběr nejvhodnějšího řešení

Při volbě finálního řešení autor vycházel hlavně ze zadání a z dosažených výsledků. Optimalizaci zatížení ložisek splňují nejlépe návrhy 2 a 3, ale z důvodu složité výroby šípových ozubených soukolí **je nejvhodnějším konceptem číslo 3**. Problémem tohoto návrhu je uložení více ozubených kol, a tak ztížením konstrukce celé sestavy. V práci je dále navazováno na tento návrh.

3.5 Ohybové momenty a pevnostní kontrola hřídelů

Ohybové momenty

Ohybové momenty jsou počítány jako nosník na dvou podporách, a to v nejvíce kritických bodech. Zatížení hřídelů je u šípových soukolí stejné při běžném provozu a reverzaci. Vlivem absence axiálních sil nevznikají momentové skoky v místech ozubených kol, a tak se snižuje zatížení hřídelí. Pro výpočet je použit obrázek 13.

Hřídel 1

Maximální ohybový moment kolem osy y

$$M_{oy} = R_{Az} * a_1 \quad (55)$$

Maximální ohybový moment kolem osy z

$$M_{oz} = R_{Ay} * a_1 \quad (56)$$

Celkový maximální ohybový moment

$$M_{omax} = \sqrt{(M_{oy}^2 + M_{oz}^2)} \quad (57)$$

Kontrola hřídelů

Hřídele se vyrábějí z materiálu 11 500 s vlastnostmi v příloze P4. Přes vztahy v příloze P1 jsou dopočteny další potřebné vlastnosti materiálu.

Hřídel 1

Minimální průměr hřídele $d_{1min} = 22 \text{ mm}$

Modul průřezu v ohybu

$$w_0 = \frac{\pi d_{1min}^3}{32} \quad (58)$$

Modul průřezu v krutu

$$w_k = \frac{\pi d_{1min}^3}{16} \quad (59)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{w_0} \quad (60)$$

Napětí krutu

$$\tau_{kmax} = \frac{M_{kmax}}{w_k} \quad (61)$$

Dále platí

$$\sigma_a = \sigma_h = \sigma_{omax} \quad (62)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{ohyb}}{\sigma_{omax}} \quad (63)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{krut}}{\tau_{kmax}} \quad (64)$$

Celkový koeficient bezpečnosti

$$k_H = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 * k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (65)$$

Bezpečnosti zbylých hřídelí jsou vypočteny stejným postupem a jejich výsledky společně s jejich minimálními průměry jsou shrnuty v tabulce 9. Hřídel 3 je osazením diferenciálu na kterém jsou uložena ložiska, a proto není bezpečnost počítána.

Tab.9 Kontrola hřídelů

KONTROLA HŘÍDELŮ		
Název	Značení	Velikost
Minimální průměr hřídele 1	$d_{\min 1}$ [mm]	22
Koeficient bezpečnosti hřídele 1	k_{H1}	2,03
Minimální průměr hřídele 2	$d_{\min 2}$ [mm]	35
Koeficient bezpečnosti hřídele 2	k_{H2}	5,03

3.6 Volba ložisek

U volby ložisek se vychází opět ze zadání, a tedy aby celková sestava převodovky měla co nejmenší zástavbové rozměry. Při průzkumu trhu výše zmíněných koncepcí využívaných známými automobilkami se zjistilo největší využití kuličkových ložisek. Ty zde ale zvolena nejsou, a to z důvodů rozměrů. Pro tento konkrétní návrh vycházejí rozměrově velká ložiska, která by nejen zvětšila celý koncept skříně a hřídelů, ale jsou i ekonomicky méně výhodná než zde ložiska vybraná. Pro tento návrh jsou zvolena ložiska kuželíková, i přesto že složená šípová soukolí zajišťují absenci generace axiálních sil, pro která se kuželíková ložiska využívají. Kuželíková ložiska zde dominují v celkové trvanlivosti při zásadně menších rozměrech a menší ceně. Další výhodou je jejich nízká hlučnost. Jejich jedinou nevýhodou je komplikované uložení, a tak složitější konstrukce a hlavně montáž.

Uložení kuželíkových ložisek v převodové skříně generuje 2 axiální reakce, ne jenom jednu, se kterou bylo výše počítáno. Pro výpočet reakcí je potřeba deformační rovnice, ale zde to lze zanedbat, jelikož soukolí generují nulové axiální síly, a tak jsou obě reakce nulové.

Zvolená kuželíková ložiska:

Hřídel 1- SKF 32005 X

Hřídel 2- SKF 32007 X

Hřídel 3- SKF 320 32 X

Hodnoty trvanlivostí ložisek jsou vypočteny pomocí vztahů z katalogu SKF příloha 2.

Tab.10 Výsledky trvanlivostí ložisek

TRVANLIVOST LOŽISEK		
Název	Značení	Dynamická trvanlivost
Ložiska hřídel 1	L_{10h1} [h]	31927
Ložiska hřídel 2	L_{10h2} [h]	14681
Ložiska hřídel 3	L_{10h3} [h]	25398

3.7 Spojení hřídele s nábojem

Pro spojení ozubených kol s hřídelemi 1 a 2 je použito rovnoboké drážkování. Výpočet je v příloze P3 a výsledky v tabulce 11.

Tab.11 Rovnoboké drážkování

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ		
Název	Značení	Dynamická trvanlivost
Hřídel 1		
Tlak působící na drážky	p_1 [MPa]	27,4
Minimální délka drážek hřídel	l_{1min} [mm]	4,70
Zvolená délka drážky	l_1 [mm]	28
Hřídel 2		
Tlak působící na drážky	p_2 [MPa]	9,8
Minimální délka drážek hřídel	l_{2min} [mm]	7,03
Zvolená délka drážky	l_2 [mm]	63

Přenos kroutícího momentu na hřídel 3, neboli klec diferenciálu, je proveden pomocí nýtových spojů s půlkulatou hlavou. Konkrétně 6 nýtů rovnoměrně rozložených na poloměru $r_{nýtu}=0,0725$ m.

Výpočet síly působící na nýt z kroutícího momentu

$$M_{k3} = 6 * F_{nýtu} * r_{nýtu} \quad (66)$$

$$F_{nýtu} = \frac{M_{k3}}{6 * r_{nýtu}} = 1300 \text{ N působící na 1 nýt} \quad (67)$$

Zvolený materiál nýtů podle strojnických tabulek je 11 343 s vlastností v příloze P4.

Přepočítání na napětí ve smyku podle přílohy P1

$$\tau_{Ds} \doteq 0,25 * R_m = 105 \text{ MPa} \quad (68)$$

Minimální průměr nýtu

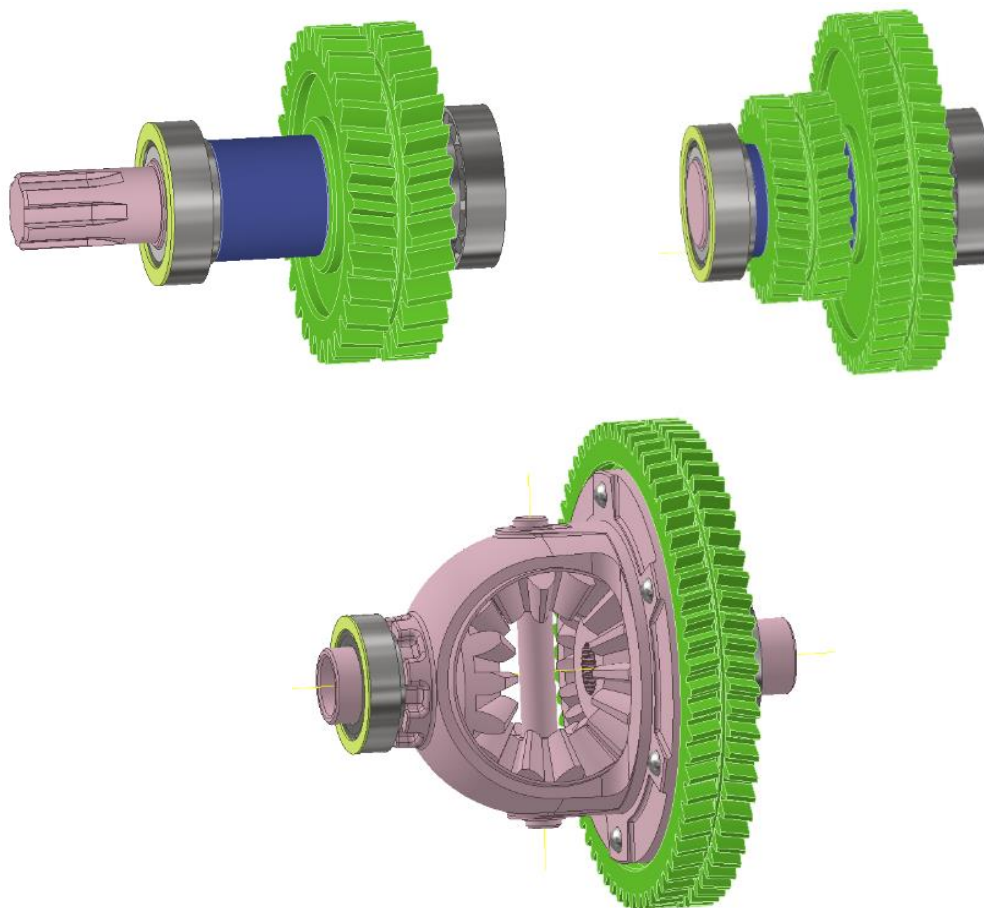
$$d_{\min nýtu} \geq \sqrt{\frac{4 * F_{nýtu}}{\pi * \tau_{Ds}}} = 3,97 \text{ mm} \quad (69)$$

Pro spoj je zvolený průměr nýtů 6 mm s délkou 28 mm.

4 3D model konstrukčního řešení a technická dokumentace

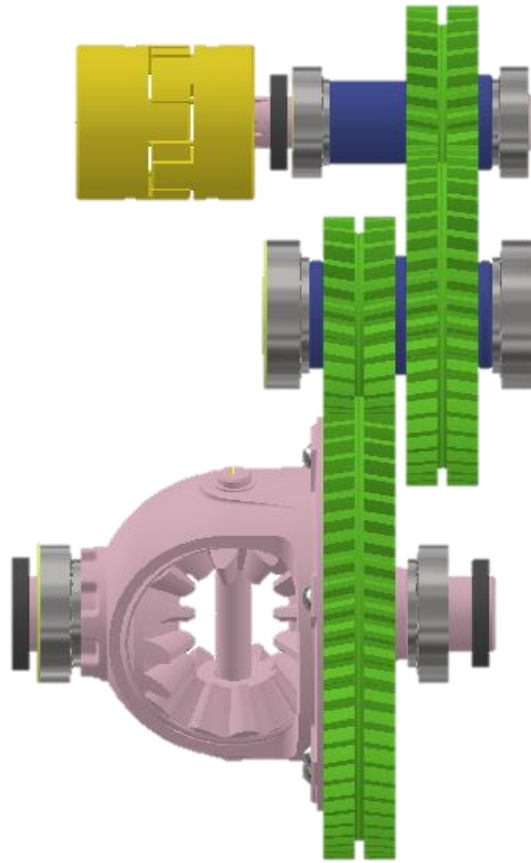
4.1 Konstrukční řešení

Model redukční převodovky je zhotoven z výše vypočítaných parametrů. Kompletní model sestavy společně s výkresy je vypracován v programu Autodesk Inventor.

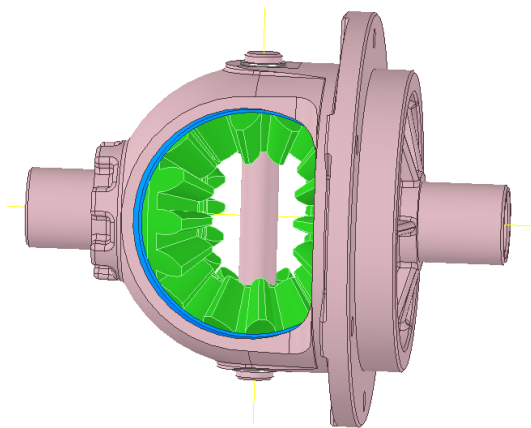


Obr. 14 Návrhy hřídelí a diferenciálu s upevněnými komponenty [vlastní zdroje]

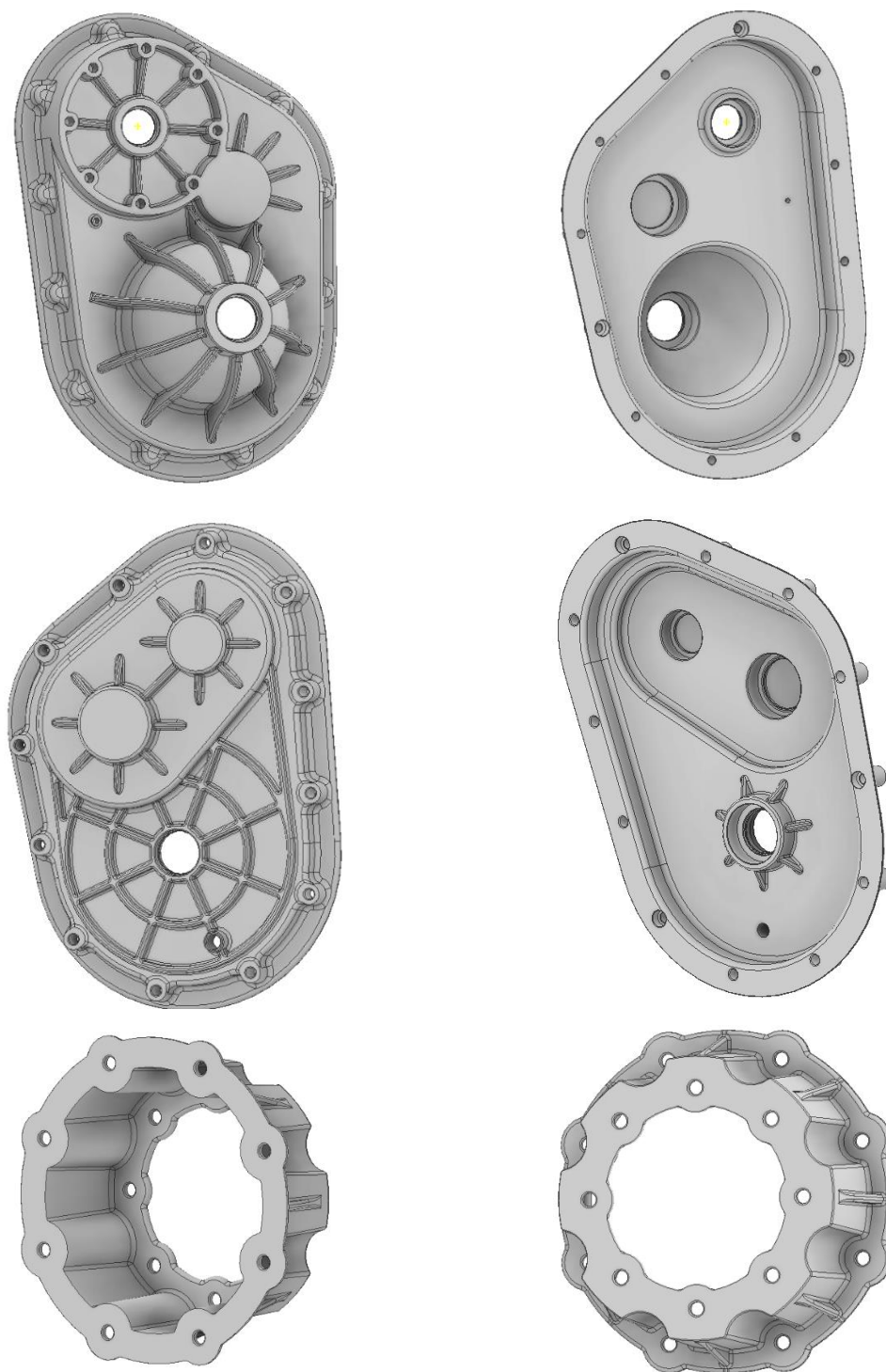
Níže na obrázku 15 jsou vidět hřídele s usazenými komponenty. Mezi ty patří vmezovací kroužky (modře), ozubená kola (zeleně), kuželíková ložiska a jejich rozpěrné kroužky (žlutě), které slouží k uložení ložisek ve skříni. Proti výtoku oleje slouží gufera uložená na výstupech (černě). Pro přenesení kroutícího momentu z motoru do převodové skříně je použita pružná spojka typ GT-28/38. Kvůli složitosti je diferenciál vymodelován jako samostatná sestava vložená do sestavy celkové.



Obr. 15 Vnitřek převodovky se spojkou [vlastní zdroje]

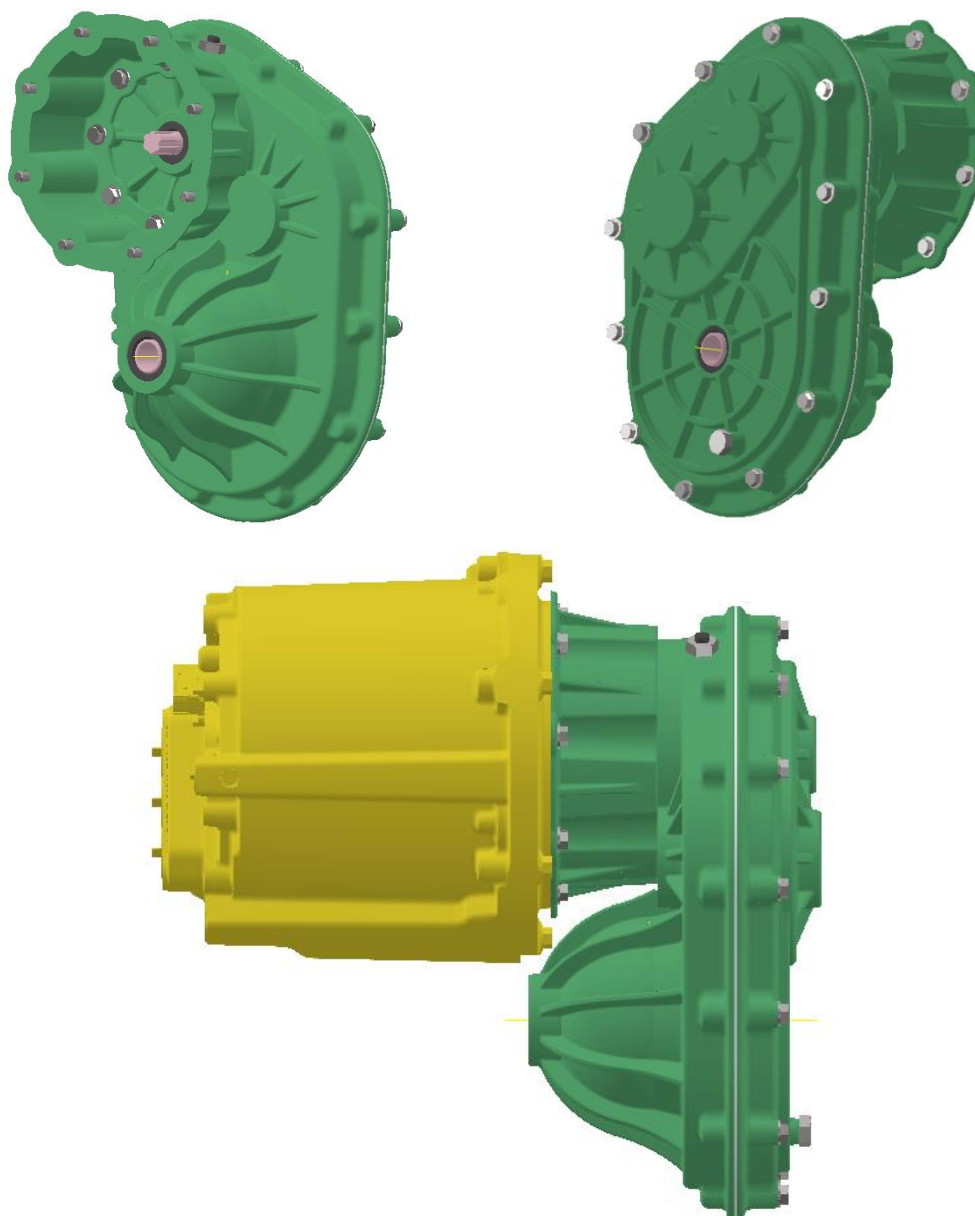


Obr. 16 Sestava diferenciálu inspirace [vlastní zdroje]



Obr. 17 Návrh převodové skříně [vlastní zdroje]

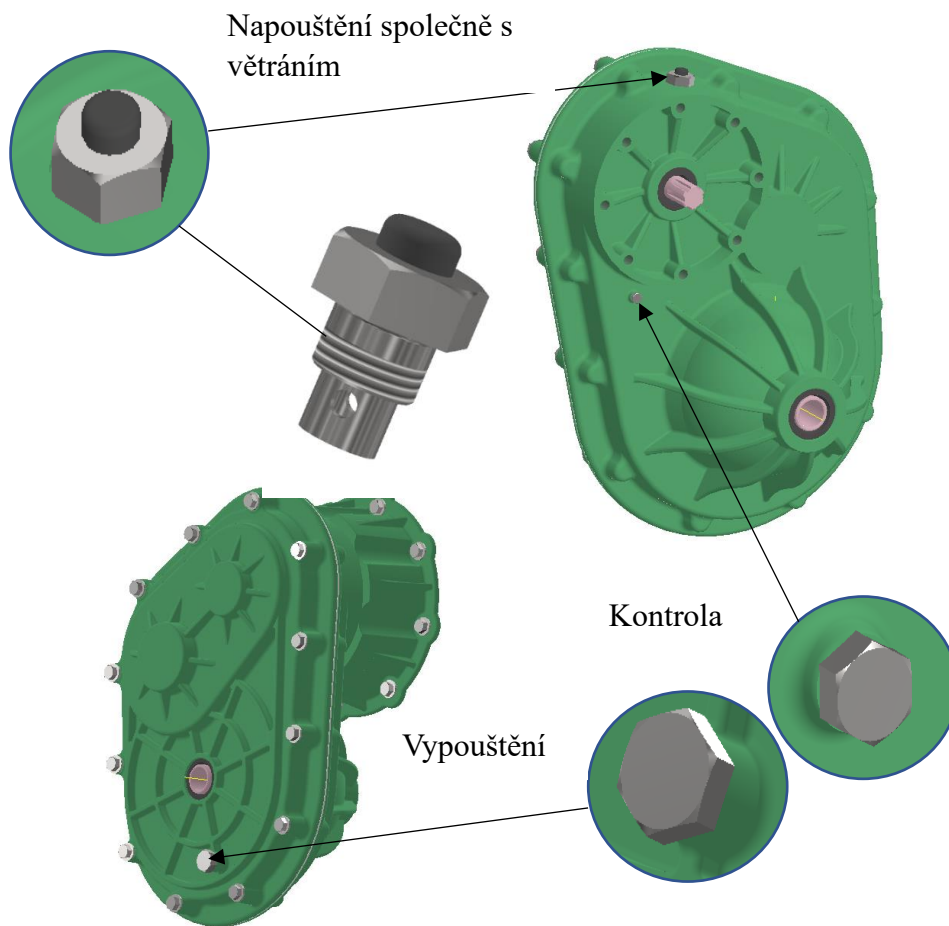
Části převodové skříně jsou odlity z hliníkových slitin a dále obráběny na výsledné rozměry. Pro celkové zpevnění skříně jsou navržena žebra.



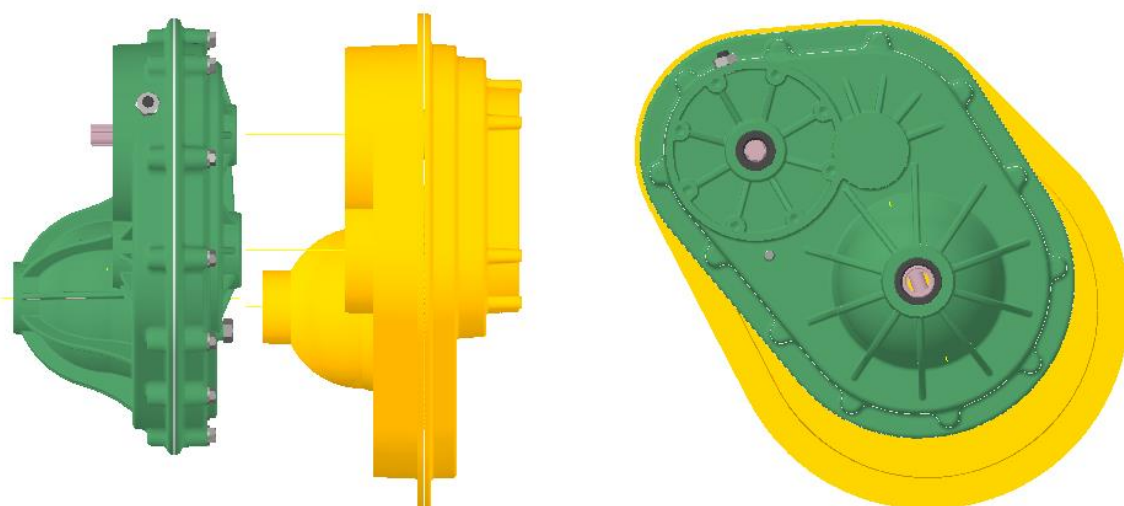
Obr. 18 Celá sestava s motorem [vlastní zdroje]

Jednotlivé komponenty převodovky jsou uloženy v převodové skříně. Části skříně jsou spojeny šrouby a jako celek připojeny pomocí šroubového spojení k motoru. Motor přenáší kroutící moment do spojky přes evolventní drážkování, a ta dále přes rovnoboké drážkování na hřídeli 1 do převodové skříně. Na výstupu převodovky je pro přenos kroutícího momentu připraveno drážkování evolventní v ozubených kolech diferenciálu.

Převodovka je opatřena větráním a napouštěcím, kontrolním a vypouštěcím šroubem k manipulaci oleje viz obrázek 19.



Obr. 19 *Detaily převodové skříně [vlastní zdroje]*



Obr. 20 *Hrubé porovnání zástavbového rozdílu se sestavou s kuličkovými ložisky [vlastní zdroje]*

Na obrázku 20 je vidět velikost zástavbového rozdílu u sestavy s kuličkovými ložisky. Ložiska kuličková vedla k nutnému zvětšení ozubených kol a obecně sestavy.

4.2 Výkresová dokumentace

Veškerá výkresová dokumentace je příloze této práce. Příloha neobsahuje výkresy všech komponentů, které tvoří celkovou sestavu práce, ale pouze ty autorem považované za nejdůležitější.

5 Přínosy navrženého konstrukčního řešení a ekonomické zhodnocení.

Vzhledem k tomu že elektromobilita je v současné době velmi aktuální téma, práce přináší zajímavý pohled na možnou konstrukci pohonného řetězce elektromobilu. I přes to že práce je řešena teoreticky a není vyroben žádný reálný prototyp tak z porovnání výsledků zatížení ložisek u tří navržených koncepcí se ukazuje, že šípová kola, nebo šípová kola složená, by mohla najít svá uplatnění u výrobků s nároky na namáhání ložisek.

Pro reálné výsledky a zjištění uplatnění konceptu šípových kol v pohonném řetězci elektromobilu by se určitě dalo navázat výrobou prototypu, nebo například navazující diplomovou prací, která by se tématem zabývala více do hloubky.

Co se týče finančního pohledu, výsledná cena výrobku se v první řadě odvíjí od druhu výrobní série. Vzhledem ke složitosti součástí výrobku, mezi které patří například odlité části převodové skříně, bude kusová nebo i malosériová výroba finančně velmi nákladná. Z ekonomického hlediska je tedy praktické vyrábět převodovku velkosériově.

6 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout redukční převodovku s optimalizací zatížení ložisek a hlučnosti v zástavbě elektromobilu.

Teoretická část bakalářské práce obsahovala rešerši zmiňující elektromobilitu, druhy a uložení elektromotorů. Dále byly shrnuty typy ozubených převodů a představena současná řešení redukčních převodovek. Na tato témata navazovaly samotné návrhy práce.

Navržené koncepce byly řešeny ve výpočtovém ověření práce, kde byla nejdříve představena kinematická schémata návrhů, na která navazovala řešení přenosu sil na vozovku a převodové poměry. Dále zde byly vypočteny konstrukční parametry ozubených kol a síly působící mezi převody. Z výsledků sil byly vypočteny hodnoty velikostí reakcí ložisek v jednotlivých návrzích a následovalo rozhodnutí se pro nejideálnější z nich na základě získaných výsledků. Poté se představila vybraná ložiska, která brala ohled na celkovou zástavbu a hlučnost, a nakonec se dopočetly návrhy hřídelů a jejich spojení s nábojem.

V části konstrukčního řešení navazoval návrh konstrukce na vybraný koncept. Byl připraven kompletní 3D model v programu Autodesk Inventor s návrhem celé převodovky včetně spojky a připojení celé sestavy k motoru. Na navržený model byla vypracována výkresová dokumentace.

V poslední části byly zmíněny přínosy navrženého konstrukčního řešení a jeho ekonomické zhodnocení.

Práce dosáhla předem stanoveného cíle výše zmíněnými kroky.

Seznam zdrojů

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled. 2 díl.* Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7
- [2] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel.* Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [3] BEJBLÍK, Jan. *ELEKTRICKÉ POHONY AUTOMOBILU.* Praha, 2017. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Jan Baněček, Ph.D.
- [4] LARMINIE, James a John LOWRY. *Electric Vehicle Technology Explained.* 2nd Edition. Hoboken: NJ: J. Wiley & Sons, 2012. ISBN 978-1-119-94273-3.
- [5] What are the differences between brushed and brushless DC motors?. *Aspina* [online]. 2020 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.aspina-group.com/en/learning-zone/columns/what-is/009/>
- [6] BEZKARTÁČOVÝ MOTOR – KONSTRUKCE, PROVOZ A SILNÉ STRÁNKY. *Transfer Multisort Elektronik* [online]. 2022 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/cz/news/library-articles/page/44880/bezkartacovy-motor-konstrukce-provoz-a-silne-stranky/>
- [7] What is an Induction Motor : Types & Their Working. *ElProCus* [online]. 2023 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.elprocus.com/induction-motor-types-advantages/>
- [8] What is a Switched Reluctance Motor & Its Working. *ElProCus* [online]. 2023 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.elprocus.com/switched-reluctance-motor-working/>
- [9] PENG, Austin. Jaké Typy Ozubených Kol Se Běžně Používají?. *DEK* [online]. 31.12.2021 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.dekmake.com/cs/jak%C3%BD-typ-p%C5%99evod%C5%AF-se-b%C4%9B%C5%BEn%C4%9B-pou%C5%BE%C3%ADv%C3%A1//>
- [10] SIMON. Do Electric Cars Have Transmission? (And How It Works). *Sustainability Success* [online]. 11.4.2023 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://sustainability-success.com/do-electric-cars-have-transmission-and-how-it-works/>

- [11] KANE, Mark. Volkswagen Shows Off 1-Speed Gearbox For MEB-Based EVs. *Electric Vehicle News, Reviews, and Reports* [online]. 26.2.2020 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/400900/vw-1-speed-gearbox-meb/>
- [12] JAK SPRÁVNĚ ČÍST ROZMĚRY NA PNEUMATIKÁCH?. Pneuboss [online]. 11.10.2021 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: https://www.pneuboss.cz/poradna/jak-spravne-cist-rozmary-na-pneumatikach?gclid=Cj0KCQjwxYOiBhC9ARIsANiEIfbzT2voN2ZOfdp5R7J7mJJD8njqW5W_OSw8xYdS6T8ILje501tE2TcaAkaoEALw_wcB
- [13] [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: https://cdn.borgwarner.com/docs/default-source/event-downloads/iaa-cars/borgwarner-hvh250-090.pdf?sfvrsn=30e0153d_6
- [14] [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://app.box.com/s/9g296o611jxz8c0u2kb9qcjt1pcrrwov>
- [15] doc. Ing. Milan Růžička, CSc., Ing. Miroslav Španiel, a CSc Ing. Jan Papuga. *METODY A POSTUPY PRO HODNOCENÍ ŽIVOTNOSTI ČÁSTÍ AUTOMOBILŮ*. Výzkumné centrum spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní.
- [16] VÁVRA, Pavel. *Strojírenské tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983.
- [17] [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12051.pdf>
- [18] [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486

Seznam příloh

Příloha P1: Vztahy pro výpočet mezních napětí [15]

Lehké slitiny a konstrukce z nich vyrobené nemají významnou mez únavy. Odhadu mezi únavy z ocelí se věnovala řada prací. V SVÚM Praha bylo pro hladké tyče vyrobené z českých uhlíkových konstrukčních ocelí experimentálně určeny následující závislosti meze únavy při symetricky střídavém kmitu harmonického zatěžování:

$$\begin{aligned}\sigma_{c\ tah} &\cong 0,35 R_m \\ \sigma_{c\ ohyb} &= 0,43 R_m \\ \tau_c &\cong 0,25 R_m .\end{aligned}\tag{4.19}$$

Tyto hodnoty lze považovat za konzervativní, neboť byly určeny při pouze 1% riziku porušení vzorku do počtu kmitů $2 \cdot 10^6$.

Příloha P2: Dynamická trvanlivost ložisek z katalogu SKF [18]

Základní trvanlivost

Pokud uvažujete pouze zatížení a otáčky, můžete použít základní trvanlivost L_{10} .
Základní trvanlivost ložiska podle ISO 281 je

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Pokud jsou otáčky konstantní, je vhodnější vypočítat trvanlivost v provozních hodinách podle vztahu

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

kde

L_{10} = základní trvanlivost (při spolehlivosti 90 %) [miliony otáček]

L_{10h} = základní trvanlivost (při spolehlivosti 90 %) [provozní hodiny]

C = základní dynamická únosnost [kN]

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]

n = otáčky (rychlost otáčení) [1/min]

p = exponent rovnice trvanlivosti

= 3 pro ložiska s bodovým stykem

= 10/3 pro ložiska s čárovým stykem

Příloha P3: Výpočet tlaku a minimální délky drážkování

Zvolený dovolený tlak $p_D = 120$ MPa

Tlak působící na drážkování

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 * M_k}{D_s * l * h * K * i} \leq p_D$$

- D_s -střední průměr drážkování
- l -délka drážkování

- h-opěrná výška drážky
- K-korekční součinitel, pro rovnoboké drážkování $k=0,75$
- i-počet drážek

Ze stejného vzorce, tentokrát s dovoleným tlakem

Minimální délka drážkování

$$l_{mun} \geq \frac{2 * M_k}{D_s * p_D * h * K * i}$$

Příloha P4: Vlastnosti materiálů ze strojnických tabulek [16]

Pokračování

388

Označení podle ČSN, obsah C (%)	Vlastnosti, tepelné zpracování (°C)	Mechanické vlastnosti					R3 (J cm ⁻²)	Třída odpadu	Použití
		R _e (MPa)	R _m (MPa)	σ _{Dt} (MPa)					
				sta-tické	míjivé	stří-davé			
11 343 (0,17)	Konstrukční ocel, tav-ná svařitelnost zaru-čená	180 až 210	340 až 420	90 až 125	15 až 105	60 až 80		007	Svařované součásti menších tlouštěk namáhané staticky popř. i mírně dynamicky; součásti svařované kovářsky; kované součásti tepelných energetických zařízení do 300 °C, drobné lisované a tvářené výrobky (stavební a nábytkové kování, třmeny, páky, zděže, hřebíky, svorníky. Málo namáhané nýto-vané a svařované konstrukce, svařované trubky jako z 11 320
11 500 (0,38)	Konstrukční ocel, tav-ná svařitelnost obtížná; lze zušlechťovat. NŽ — 850 až 880, ŽM — 680 až 720 K — 850 až 870/voda, olej P — 530 až 670/ vzduch	250 až 290	500 až 620	140 až 210	90 až 135	65 až 95		001	Staticky i dynamicky více namáhané součásti, např. rychloběžné turbínové a klikové hřídele, součásti s určitou tvrdostí (čepy, šrouby, kolíky, matice, podložky, příruby, málo namáhaná ozubená kola)
								001	Trubky bezešvé, bezešvé přes-

Příloha P5: Vlastnosti oceli 12 051 [17]

ČSN 12051 – ocel k zušlechťování



1. Orientační srovnání se zahraničními normami

DIN	EN 10027-1	EN 10027-2	EN 10025:90	GOST
C50, Ck50, Cm50				50

2. Chemické složení (rozběr tavby) v %

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu
0,470 - 0,550	0,500 - 0,800	0,150 - 0,400	max. 0,040	max. 0,040	max. 0,250	max. 0,300	max. 0,300

3. Mechanické vlastnosti

Mechanické vlastnosti	Provedení	
	tepelně nezpracované	normalizačně žíhané
Pevnost v tahu R_m [MPa]	700 - 850	
Mez kluzu R_e [MPa]	460	
Tažnost A_{10} [%]		

4. Charakteristika oceli a příklady použití

Ocel je vhodná na hřídele, vřetena, pístnice, brzdové páky, držáky, konzoly apod.