



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Konstrukční studie pojezdu a pohonu
regionálního kolejového vozidla

A design study of running gear and drive of
wheelset for a regional rail vehicle

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2022**

Filip Mrzena

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mrzena** Jméno: **Filip** Osobní číslo: **482609**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Konstrukční studie pojezdu a pohonu regionálního kolejového vozidla

Název bakalářské práce anglicky:

A design study of running gear and drive of wheelset for a regional rail vehicle

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Řešení jedno a dvounápravových trakčních podvozků u lehkých kolejových vozidel.
2. Hodnocení příčného a podélného uspořádání pohonu dvojkolí u regionálních kolejových vozidel.
3. Analýzu možného uspořádání pohonu u dvounápravového trakčního podvozku (vnitřní a vnější rám).
4. Návrh částečně odpruženého individuálního pohonu dvojkolí.
5. Průvodní technickou zprávu dokumentující splnění dílčích úkolů a sestavný výkres pohonu dvojkolí .

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.
Skripta ČVUT: KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd
MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Filip Mrzena

Název práce: Konstrukční studie pojezdu a pohonu regionálního kolejového vozidla

Anglický název: A design study of running gear and drive of wheelset for regional rail vehicle

Rozsah práce:

- 69 stran
- 43 obrázků
- 11 tabulek
- 8 grafů

Akademický rok: 2021/2022

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

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Klíčová slova: Jednostupňová převodovka, pojezd, regionální kolejové vozidlo, pohon

Key words: one-stage gearbox, running gear, regional rail vehicle, wheelset



Abstrakt

Tato bakalářská práce se zaměřuje na vypracování návrhu individuálního pohonu dvojkolí pro vozy využívané v regionální dopravě. Práce obsahuje rešerši jednonápravových podvozků, které analyzuje. Práce navrhuje individuální pohon dvojkolí, tak aby splňoval parametry pro provoz v regionální dopravě. Čímž se myslí rychlost, lehkost celé soupravy. Návrh je znázorněn pomocí 3D modelu v CAD programu SolidEdge 2019.

Abstract

This bachelor's thesis focuses on the development of an individual two-wheel drive design for vehicle used in regional transport. The thesis includes a search for single-axle bogies, which it analyzes. The thesis proposes an individual two-wheel drive so that it meets the parameters for operation in regional transport. Which means speed, lightness of the whole set. The design is shown using a 3D model in the SolidEdge 2019 CAD program.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Konstrukční studie pojezdu a pohonu regionálního kolejového vozidla” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 13.7.2022

.....
Filip Mrzena



Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za cenné rady, konzultace, připomínky a za ochotné zodpovězení všech mých dotazů.



Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A JEDNOTEK	9
1. ÚVOD	11
2. REŠERŠE JEDNONÁPRAVOVÝCH TRAKČNÍCH PODVOZKŮ U KOLEJOVÝCH VOZIDEL	12
1.1 <i>Vozidla s podélně orientovaným pohonem dvojkolí</i>	12
1.1.1 <i>Vůz ř.810</i>	12
1.1.2 <i>Vůz PKP SA105</i>	14
1.1.3 <i>Podvozek jednotky Integrál</i>	16
1.2 <i>Vozidla s příčně orientovaným pohonem dvojkolí</i>	17
1.2.1 <i>Vůz Litra SA</i>	17
1.2.2 <i>Koncept vozu NGT HST</i>	19
1.3 <i>Silniční elektrobus ZEIL – ABEGG</i>	21
3. ZHODNOCENÍ ŘEŠENÍ JEDNONÁPRAVOVÝCH PODVOZKŮ	22
4. REŠERŠE DVOUNÁPRAVOVÝCH TRAKČNÍCH PODVOZKŮ U KOLEJOVÝCH VOZIDEL	23
4.1 <i>Podvozek SF 7000</i>	23
4.2 <i>Podvozek SF 1000</i>	25
4.3 <i>Podvozek Syntegra</i>	27
4.4 <i>Alstom Coradia LINT 27</i>	29
5. ZHODNOCENÍ PŘÍČNÉ A PODÉLNÉ USPOŘÁDÁNÍ PODVOZKU	30
5.1 <i>Podélné uspořádání podvozku</i>	30
5.2 <i>Příčné uspořádání podvozku</i>	31
6. ŘEŠENÍ DVOUNÁPRAVOVÉHO POJEZDU	32
7. NÁVRH INDIVIDUÁLNÍHO POHONU DVOJKOLÍ	33
7.1 <i>Trakční výpočty</i>	33
7.2 <i>Trakční charakteristika</i>	34
7.3 <i>Dráhový a časový tachogram</i>	35
7.4 <i>Zjištění ekvivalentního zatížení vozu</i>	37
8. NÁVRH PŘEVODOVKY	39
8.1 <i>Kontrola použití jednostupňové převodovky</i>	39
8.1.1 <i>Výpočet kroutícího momentu</i>	40
8.2 <i>Volba skutečného modulu ozubení</i>	40
8.3 <i>Výpočet průměrů hřidelů</i>	40
8.4 <i>Návrh ozubení</i>	41
8.4.1 <i>Výpočet šířky jednotlivých kol</i>	41
8.4.2 <i>Výpočet průměrů roztečných kružnic ozubených kol</i>	41
8.4.3 <i>Stanovení patních a hlavových kružnic</i>	41
8.5 <i>Výpočet osové vzdálenosti</i>	42
8.6 <i>Korekce osových vzdáleností</i>	42
8.7 <i>Kontrola ozubení</i>	43
8.7.1 <i>Kontrola v 1. bodě</i>	43
8.7.2 <i>Kontrola v 2. bodě</i>	44
8.7.3 <i>Kontrola v 3. bodě</i>	45
8.7.4 <i>Kontrola ozubení při brždění vozu</i>	46
8.8 <i>Volba ložisek</i>	48
8.8.1 <i>Silové poměry na ozubeném kole a pastorku</i>	48



8.8.2 Reakce v ložiskách	49
8.8.2.1 Rovina tečných sil	49
8.8.2.2 Rovina radiálních a axiálních sil.....	50
8.8.3 Volba a kontrola ložisek.....	51
8.8.3.1 Ložisko v podpoře A.....	52
8.8.3.2 Ložisko v podpoře B.....	52
8.8.4 Zhodnocení výsledků ložiska 32312.....	52
8.8.4.1 Ložisko v podpoře C.....	53
8.8.4.2 Ložisko v podpoře D.....	53
8.8.5 Zhodnocení výsledků ložiska 6040M	53
8.9 Kontrola nalisování ozubeného kola	54
8.9.1 Zhodnocení výsledků kontroly nalisování	54
9. NÁVRH SKŘÍNĚ	55
9.1 Postup návrhu skříně	55
9.2 Celková sestava skříně převodovky.....	56
10. SESTAVA PŘEVODOVKY	57
11. CELKOVÁ SESTAVA POJEZDU A POHONU	59
11.1 Sestava pojezdu a pohonu pro vnější rám	59
11.2 Sestava pojezdu a pohonu pro vnitřní rám	59
12. ZÁVĚR	60
ZDROJE	62
SEZNAM PŘÍLOH	64
SEZNAM OBRÁZKŮ	65
SEZNAM TABULEK.....	66
SEZNAM GRAFŮ.....	67



Seznam použitých veličin a jednotek

Veličina	Jednotka	Popis
u_b	[-]	Součinitel adheze při brždění
u_{DV}	[-]	Součinitel adheze při rozjezdu
$G_{lož}$	[kN]	Nápravové zatížení plného vozu
ξ	[-]	Součinitel rotačních ploch
v	[km/h]	Rychlost vozidla
$F_{ad\ max}$	[kN]	Maximální rozjezdová síla na mezi adheze
$m_{lož}$	[t]	Hmotnost plného vozidla
a_{roz}	[m/s ²]	Rozjezdové zrychlení
$F_{b\ ad}$	[kN]	Brzdná síla na mezi adheze
$a_{b\ ad}$	[m/s ²]	Brzdné zpomalené
P	[W]	Výkon
$F_{Hekv.}$	[N]	Ekvivalentní síla pro rozjezd vozu
$F_{Bekv.}$	[N]	Ekvivalentní síla pro brždění vozu
Δt	[s]	Časový krok
t_h	[s]	Celková doba trvání ekvivalentního zatížení
F_{Hi}	[N]	Rozjezdové ekvivalentní zatížení
F_{Bi}	[N]	Brzdné ekvivalentní zatížení
i_c	[-]	Celkový převodový poměr
$r_{Kstř}$	[mm]	Střední poloměr dvojkolí
n_{M_max}	[ot/min]	Maximální otáčky motoru
z_1	[-]	Počet zubů na pastorku
z_2	[-]	Počet zubů na kole
m_n	[mm]	Normálový modul
d_1	[mm]	Roztečná kružnice na pastorku
d_2	[mm]	Roztečná kružnice na ozubeném kole
r_{2max}	[mm]	Maximální poloměr ozubeného kola pro použití
r_K	[mm]	Jmenovitý poloměr kola
Δr_k	[mm]	Přípustné ojetí kola na poloměru
h_a	[mm]	Výška zubu
a	[mm]	Vůle mezi stěnou a výškou zubu
t	[mm]	Tloušťka stěny
v	[mm]	Minimální výška kinematického vztažného obrysu
M_{kII}	[N · m]	Kroutící moment na hřídeli II.
$i_{skut.}$	[-]	Celkový skutečný převodový poměr
M_{kI}	[N · m]	Kroutící moment na hřídeli I.
η	[%]	Účinnost čelního ozubení
σ_{FP}	[N · m]	Napětí meze únavy v ohybu
σ_{flimb}	[N · m]	Trvalá pevnost
f_p	[-]	Součinitel boku zubů
ψ_m	[-]	Poměrný součinitel šířky kola
β	[°]	Sklon zubu
m	[mm]	Modul ozubení
τ_{D1}	[N · mm ⁻²]	Dovolené napětí pro hřídel I.
τ_{D2}	[N · mm ⁻²]	Dovolené napětí pro hřídel II.
b_{w2}	[mm]	Šířka ozubení na kole



b_{w1}	[mm]	Šířka ozubení na pastorku
d_a	[mm]	Průměr patní kružnice
d_f	[mm]	Průměr hlavový kružnice
a_{12}	[mm]	Osová vzdálenost ozubení
a_{w12}	[mm]	Zaokrouhlená osová vzdálenost ozubení
α	[°]	Úhel záběru
x_1	[mm]	Rozměr korekce ozubení na kole
x_2	[mm]	Rozměr korekce ozubení na pastorku
n_{m1}	[ot/min]	Otáčky motoru v 1. testovaném bodě
n_{m2}	[ot/min]	Otáčky motoru v 2. testovaném bodě
n_{m3}	[ot/min]	Otáčky motoru v 3. testovaném bodě
n_{m4}	[ot/min]	Otáčky motoru v 4. testovaném bodě
F_T	[N]	Tečná síla
F_A	[N]	Axiální síla
F_R	[N]	Radiální síla
L_h	[hod.]	Životnost ložiska
F_e	[N]	Ekvivalentní síla
Y	[-]	Výpočtový součinitel ložiska
X	[-]	Výpočtový součinitel ložiska
C_A	[kN]	Dynamická únosnost v podpoře A
C_B	[kN]	Dynamická únosnost v podpoře B
C_C	[kN]	Dynamická únosnost v podpoře C
C_D	[kN]	Dynamická únosnost v podpoře D
C_{32312}	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska 32312
C_{6040M}	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska 6040M
n_I	[ot/min]	Maximální otáčky na hřídeli I.
n_{II}	[ot/min]	Maximální otáčky na hřídeli II.
R_A	[N]	Reakce v podpoře A
R_B	[N]	Reakce v podpoře B
R_C	[N]	Reakce v podpoře C
R_D	[N]	Reakce v podpoře D
S_F	[-]	Kontrola na ohyb
S_H	[-]	Kontrola na dotyk



1. Úvod

Regionální vlaková doprava může zažívat v příštích letech určitý vzestup a vyšší poptávku. Toto již dnes naznačují vysoké ceny pohonných hmot, politický tlak na ochranu životního prostředí, čímž se myslí preferování elektromotorů. Tento zájem dle mého názoru povede k modernizaci a zkvalitnění podvozků, navýšení rychlost a zvýšení bezpečnost cestujících, a tedy i samotných vlakových souprav. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl vypracovat tuto bakalářskou práci, kde analyzuji jednonápravové podvozky a na základě toho navrhu vlastní pohon dvojkolí.

Tato bakalářská práce se tedy zaměřuje na vypracování návrhu individuálního pohonu dvojkolí pro vozy využívané v regionální dopravě. V rámci práce jsem zvolil rešerši jednonápravových vozidel na jejichž základě vytvořím individuální koncept pohonu dvojkolí.

Cílem této práce je navrhnout pohon dvojkolí, tak aby splňoval parametry pro provoz v regionální dopravě. Čímž se myslí rychlost, lehkost celé soupravy. Návrh bude znázorněn pomocí 3D modelu v CAD programu SolidEdge 2019.

2. Rešerše jednonápravových trakčních podvozků u kolejových vozidel

1.1 Vozidla s podélně orientovaným pohonem dvojkolí

1.1.1 Vůz ř.810

Pojez vozu ř. 810 nebyl vyvinut jako úplná novinka, ale vycházel z osvědčené konstrukce jednonápravového podvozku z roku 1910. [7]



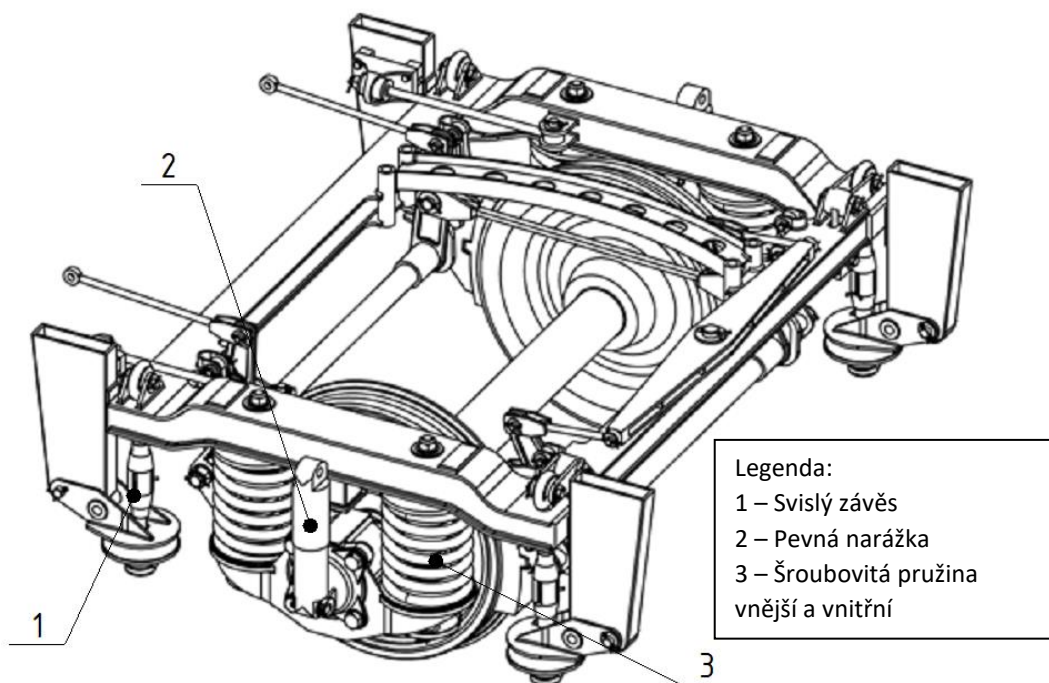
Obr. 1 – Vůz ř.810 [7]

Rám podvozku je svařovaný ze dvou podélníků a dvou příčníků skříňového profilu. Dvojkolí je ve svislém směru vypruženo čtyřmi sadami duplexních šroubových vinutých pružin, které jsou uloženy na ložiskové skříni a zajišťují svislé vypružení. Příčné vypružení je dvoustupňové a je zajištěno v primárním stupni mezi dvojkolím a rámem podvozku příčnou tuhostí šroubových pružin a ve druhém stupni mezi rámem podvozku a skříni vozu svislými závěsy podloženými pryžovými sloupky, viz Obr.2. [10]

Sada pružin ve svislém směru obsahuje dvě pružiny. Větší vnější pružina je předepjatá a zajišťuje stálé vypružení. Uvnitř této pružiny je umístěna druhá menší vnitřní



pružina, která není předepjatá a účinkuje až po určitém zatížení soupravy. Tím vzroste výsledná tuhost svislého vypružení. Stlačení obou pružin je omezeno pevnou narážkou, která po dosažení maximální hodnoty stlačení dosáhne na horní část ložiskové skříně. [10]



Obr. 2 – Běžný podvozek vozu ř. 810 [3]

V současné době vozy ř. 810 nesplňují požadavky a jsou nahrazeny modernějšími vozy s označením Regionova, viz Obr. 3. Vypružení vozidla však zůstalo nezměněné a je shodné s vozem ř. 810.



Obr. 3 – Vůz Regionova [8]

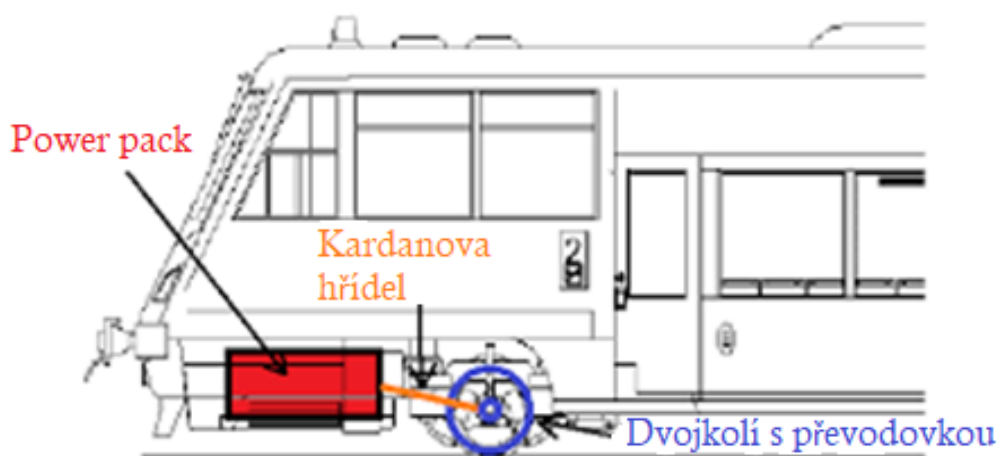


1.1.2 Vůz PKP SA105

Další řešení podélně orientovaného jednonápravového podvozku se nachází na voze Regio Tramp typ SA105 společnosti ZNTK Poznań. Jde o částečně nízkopodlažní železniční autobus určen převážně pro regionální dopravu. Vůz je tvořen jako samostatná jednotka. Stanoviště pro strojvedoucího je umístěno na obou koncích vozu v neprůchozích čelech, viz Obr.4. [16]



Obr. 4 – Vůz PKP SA105 [2]



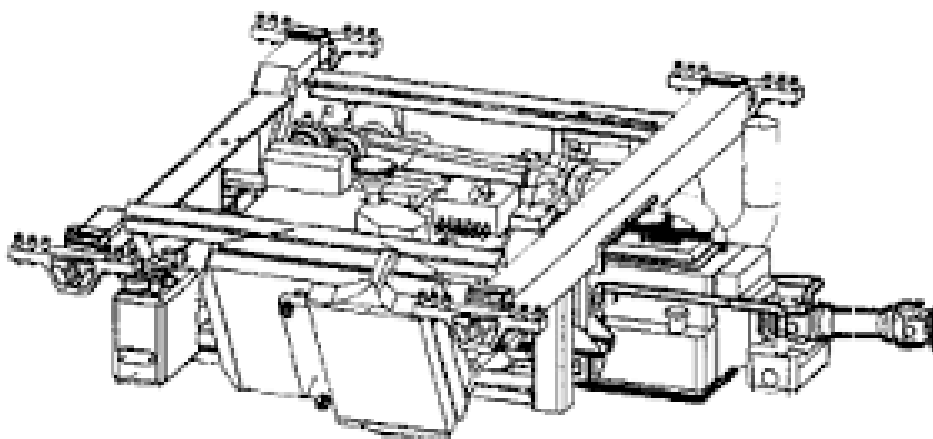
Obr. 5 – Schéma vozu [1]

Uspořádání pojezdu A'1', kde je dvoustupňový odpružený podvozek s jednou nápravou. Vůz je poháněn pomocí dieslového motoru MAN o výkonu 250 kW, který s převodovkou umístěn v power packu, viz Obr. 5. Tento motor je umístěn v rámu, který je pod kabinou strojvedce. Díky této skutečnosti je podlaha umístěna ve výšce 600 mm nad výškou nástupní hrany elektrobusu. Následně se výška podlahy zvedá na 1250 mm. [1]



Pojezd je řešen dvoustupňovým vypružením. Prvního stupně vypružení je dosaženo pryžokovovými klínovými bloky typu „Chevron“. Tyto bloky jsou umístěny mezi rámem podvozku a ložiskovou skříní a jsou namáhány na smyk a tlak. Vypružení druhého stupně je zde řešeno pomocí čtyř membránových vzduchových pružin, které jsou doplněny pryžokovovými sloupky mezi membránami. Vůz využívá kotoučových brzd, které jsou umístěny na dvojkolí. [21]

Mechanická jednotka je umístěna kolmo k ose nápravy na skříní vozu v power packu. Mechanický přenos výkonu je přenášen přes spojku, která je umístěna mezi motorem a hlavní převodovkou. Poté je výkon přenášen přes kloubový hřídel na nápravovou převodovku.



Obr. 6 – “Power pack” vozu PKP SA105 Regio Tramp [1]



- Legenda:
- 1 – rám podvozku
 - 2 – pryžokovový blok typu Chevron
 - 3 – ložisková skříní

Obr. 7 – Detail podvozku [1]



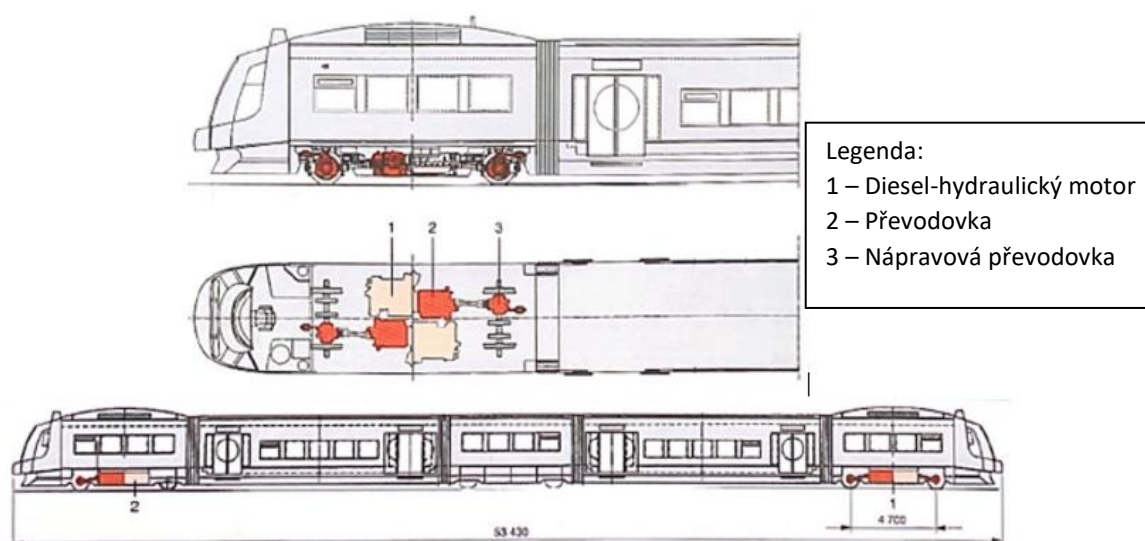
1.1.3 Podvozek jednotky Integrál

Další podvozek se nachází na motorové jednotce S5D95 společnosti Regiobahn GmbH, která tento vůz využívá na regionální dopravu.

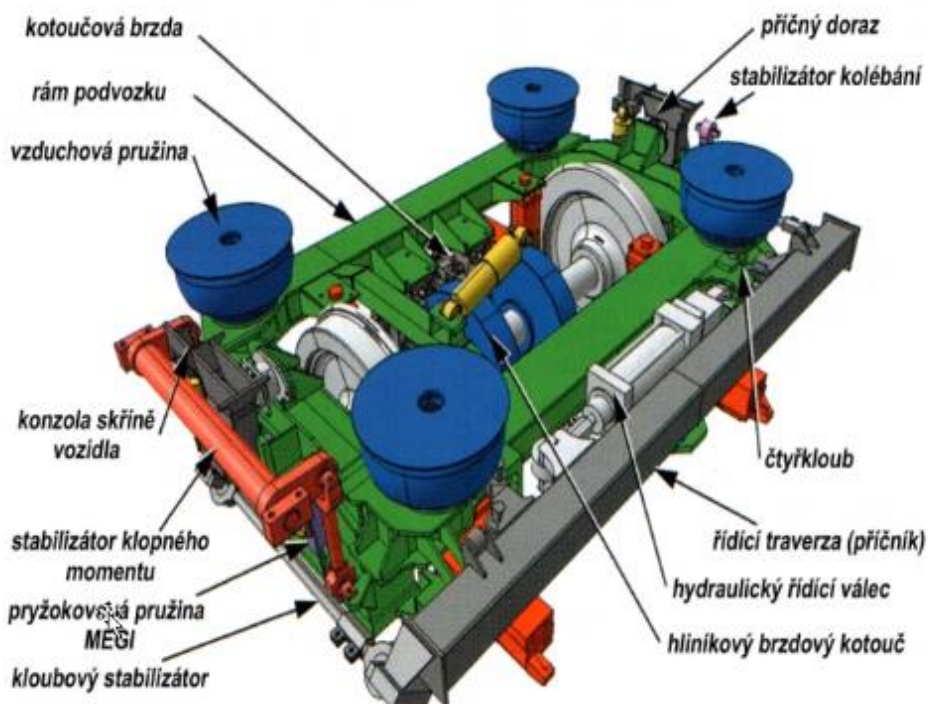


Obr. 8 – Motorová jednotka Integrál [15]

Jednotka je poháněna diesel-hydraulickým motorem. Jednotka má dva koncové vozy. Jeden koncový vůz je vybaven dvěma motory, z nichž každý přenáší svůj výkon na jednu nápravu přes převodovku. Druhý koncový vůz je vybaven motorem, který přenáší svůj výkon na nápravu, viz Obr. 9. [19]



Obr. 9 – Schéma podvozku vozu Integrál [1]



Obr. 10 – Podvozek Integrál [4]

U tohoto podvozku jsou využity membránové pružiny. Pružiny jsou umístěny na rozích rámu podvozku. Dále jsou na rám namontované torzní stabilizátory, které slouží k eliminaci klopného momentu celého podvozku. [4]

1.2 Vozidla s příčně orientovaným pohonem dvojkolí

1.2.1 Vůz Litra SA

Jedním z příkladů příčně orientovaného pohonu dvojkolí se nachází na trakčním podvozku jednotky Litra SA. Vůz je využíván v městské hromadné dopravě v Kodani.



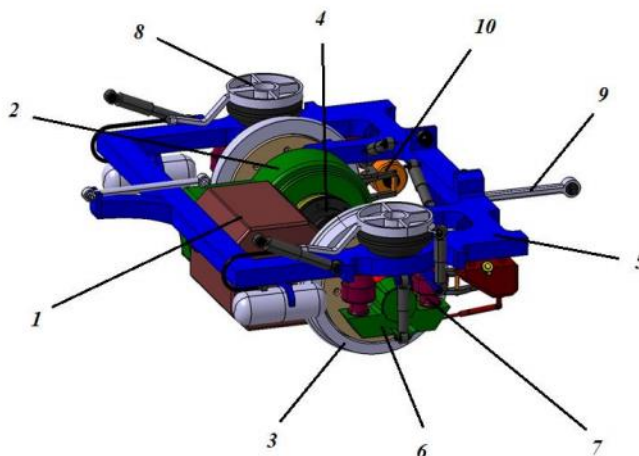
Obr. 11 – vůz Litra SA [3]



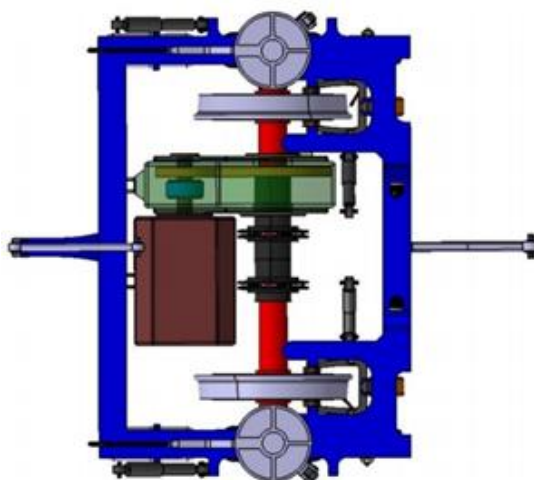
Trakční podvozek používá individuální plně odpružený pohon dvojkolím s pomocí duté kloubové hřídele objímající nápravu. Trakční motor s převodovkou tvoří integrovaný pohonný blok, který je uložený na rámu podvozku. Převodovka je spojena s dvojkolím přes dutou kloubovou hřídel, která zajišťuje pokrytí relativních pohybů vypružení mezi rámem podvozku a dvojkolím. Neodpruženou hmotou je pouze dvojkolím. [3]

Primární vypružení vozu tvoří pryžové bloky Clouth. Jedná se o jednoduché řešení vypružení s nízkými pořizovacími náklady a nízkými náklady na údržbu. Sekundární vypružení je tvořeno membránovými vzduchovými pružinami, které jsou umístěny v ose dvojkolím, viz Obr. 12. [6]

Toto řešení podvozku výrazně eliminuje dynamické účinky na pohon vozidla, které vznikají například jízdou po nekvalitní trati.



1) Trakční motor 2) Převedovka 3) Dvojkolí 4) Dutá kloubová hřídel 5) Rám podvozku 6) Ložisková skříň 7) Primární vypružení 8) Sekundární vypružení 9) Táhlo 10) Brzda



Obr. 12 – Schéma podvozku vozu Litra SA [3]



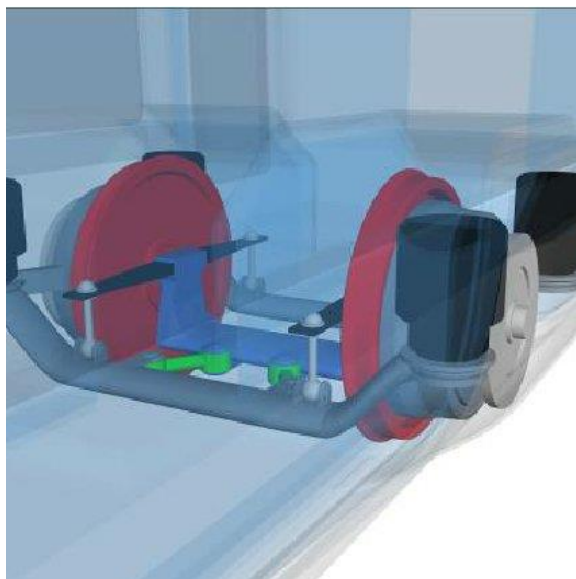
1.2.2 Koncept vozu NGT HST

Další zajímavý typ jednonápravového podvozku je vyvíjen na konceptu rychlovlaku NGT (Next Generation Train), který využívá jednonápravový podvozek s volně otočnými koly.



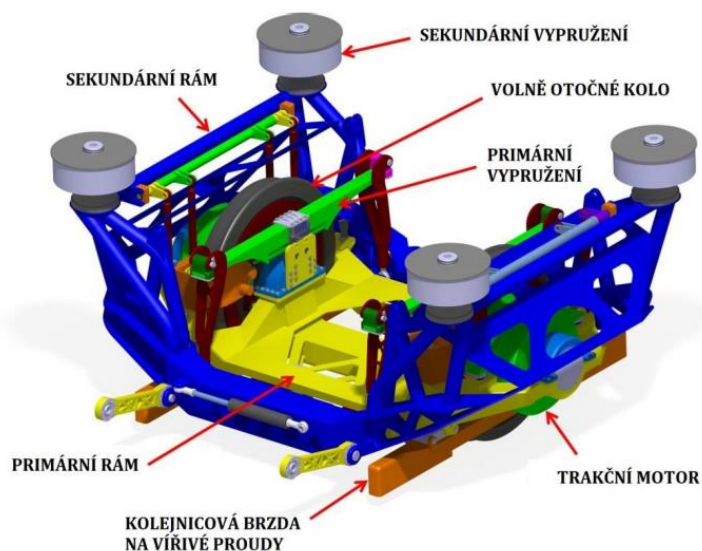
Obr. 13 – Koncept rychlovlaku NGT HST [23]

Koncept je navrhován na vysokorychlostní vlakovou soupravu, meziměstskou a nákladní dopravu. Tyto vlaky by měly být dvoupatrové. Díky dvoupatrovému řešení soupravy vzroste hmotnost na nápravu, lze tedy předpokládat, že se do budoucna počítá s výrazným snížením hmotnosti vozu volbou lehčích materiálů. Je potřeba splnit normu dané nápravové zátěže, která je stanovena na 16 tun na nápravu, což znamená, že plně ložené vozidlo by mělo vážit maximálně 32 tun. [5]



Obr. 14 – Podvozek konceptu NGT HST [22]

Na Obr. 14 a Obr. 15 je vidět primární vypružení, které je u tohoto podvozku tvořeno kompozitní listovou pružinou. To je u podvozku pro vysokorychlostní vozidlo ojedinělost. Listové pružiny, ve formě ocelových parabolických pružin, se běžně používají u nákladních vozů. Sekundární vypružení je tvořeno čtyřmi vzduchovými pružinami. Vzduchové pružiny jsou umístěny na rozích rámu. Tímto umístěním se značně eliminují klopné momenty podvozku, které vznikají při brždění nebo rozjezdu soupravy. Trakční elektromotor je ukotven na žluté nápravnici a tvoří nevypružené hmoty pojezdu vozidla.



Obr. 15 – Model podvozek NGT HST [22]



1.3 Silniční elektrobuses ZEIL – ABEGG

V závěru rešerše jednonápravových podvozků bych chtěl představit další konstrukci jednonápravového podvozku, použitou u silničního elektrobuse firmy ZEIL – ABEGG. Jedná se o elektricky poháněnou nápravu. Vůz je nízkopodlažní bez převodovky. Motory jsou zde chlazené vodou a jsou umístěny v náboji kola. [1]



Obr. 16 – Elektrobuses firmy ZEIL – ABEGG [1]

V podvozku jsou použity pneumatiky místo ocelových kol. Pneumatiky slouží jako primární vypružení podvozku. Jako sekundární vypružení jsou zde použity čtyři vzduchové membránové pružiny, viz Obr. 17. Reakční moment pohonu, vytvářející klopňný moment podvozku, je zachycen pružinami sekundárního vypružení a čtyřmi podélnými táhly.



Obr. 17 – Podvozek ZAWheel [1]

Pro případné použití tohoto podvozku u lehkých kolejových vozidel je potřeba provést konstrukční úpravy. Jako první je potřeba nahradit pneumatiky pryží vyplněnými koly. V jejich nábojích by byly integrovány kolové motory. Kola s trakčními motory by byla volně otočná a uchycená v portálovém rámu podvozku. Sekundární vypružení by tvořila čtyři vzduchové membránové pružiny. Dále na kompenzaci klopňného momentu podvozku by bylo opět zapotřebí využít podélných táhel.



3. Zhodnocení řešení jednonápravových podvozků

Řešení jednonápravových podvozků, uvedených v předchozí rešerši, bylo použito u vozidel, které až na výjimku rychlovlaku NGT, nesplňují crashovou odolnost skříní vozidel. Pro splnění požadavku EN 15 227 – kategorie C1 a normy EN 12 663 – Kategorie P2 je nelze využít, neboť požadavky na crashovou odolnost zvyšují hmotnost celé soupravy, a to nelze přenést na jednonápravové podvozky.

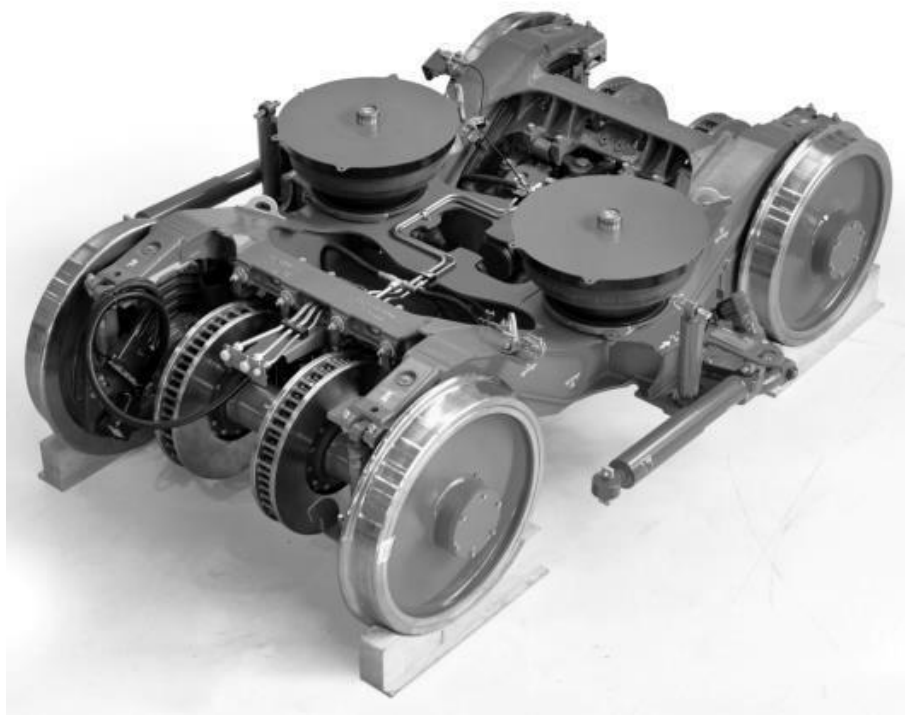
Proto svojí rešerši rozšířím o dvounápravové trakční podvozky do maximální hmotnosti 15 tun a maximálního rozvoru nápravy 2,2 metru.



4. Rešerše dvounápravových trakčních podvozků u kolejových vozidel

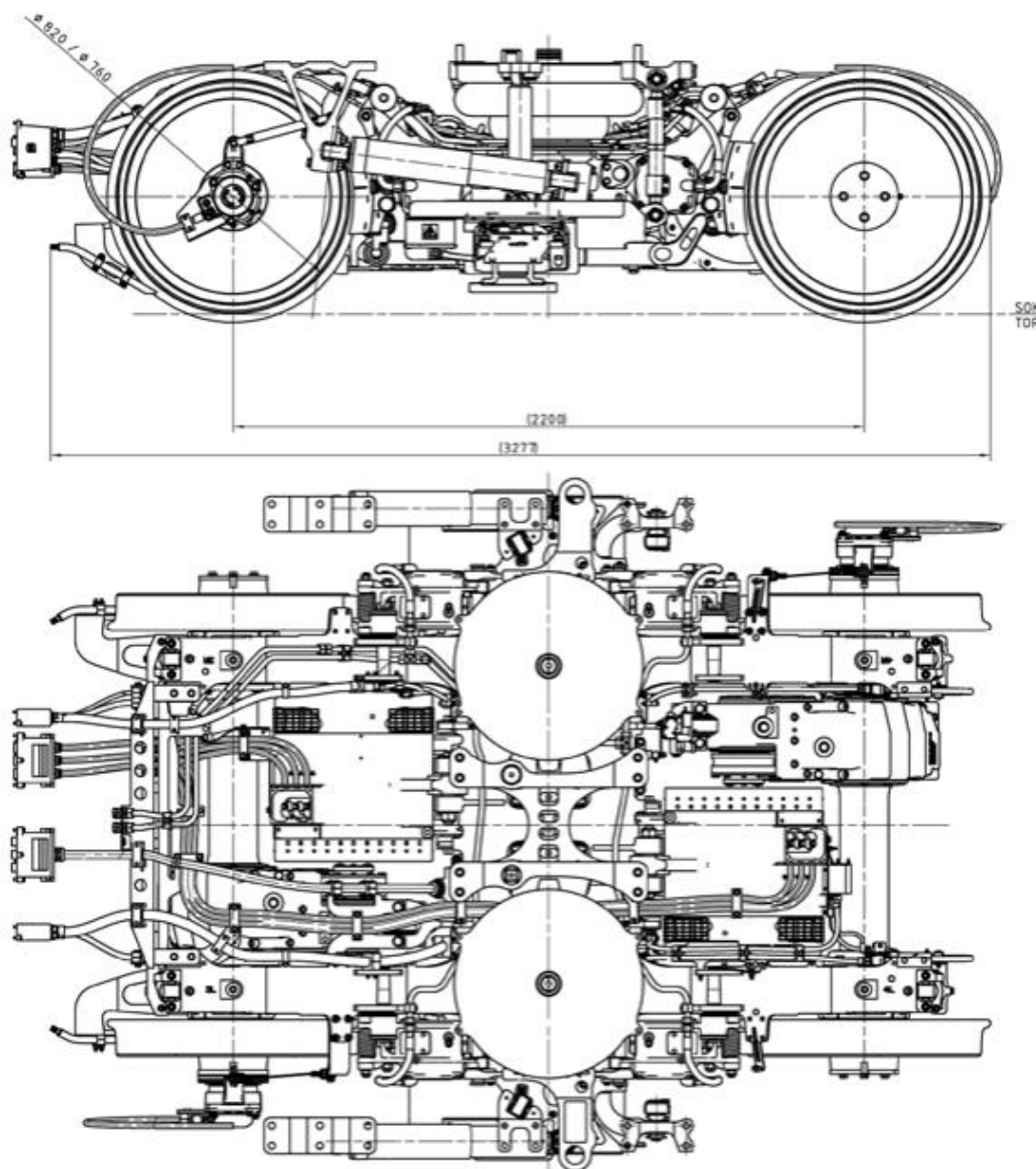
4.1 Podvozek SF 7000

Je vyvinutý a vyrobený společností Siemens ve spolupráci s British Rail pro jednotky Desiro City jezdící ve Spojeném království.



Obr. 18 – Podvozek SF 7000 [12]

Rám podvozku je tvořen ze dvou podélníků a čtyř příčníků do otevřeného tvaru písmena H. Podélníky mají sníženou střední část, na níž dosedá sekundární vypružení. Vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem, oboustranně uloženým v pryžokovových pouzdrech. Primární vypružení je zde řešeno pryžovou pružinou, která je namáhána převážně na tlak. Tyto pružiny mají dostatečné vnitřní tlumení, proto není potřeba doplňovat vypružení hydraulickými tlumiči. Sekundární vypružení je zde tvořeno membránovou vzduchovou pružinou, které zajišťuje vypružení skříně vozidla ve svislém a příčném směru. [12]



Obr. 19 – Výkres podvozku SF 7000 [12]

Základní technické parametry podvozku SF 7000 dokumentuje tab. 1. Podvozek je určen pro maximální rychlost 160 km/h. Pro potřeby regionálního vozidla by bylo vhodné provést úpravu pohonu na maximální rychlost 120 km/h.

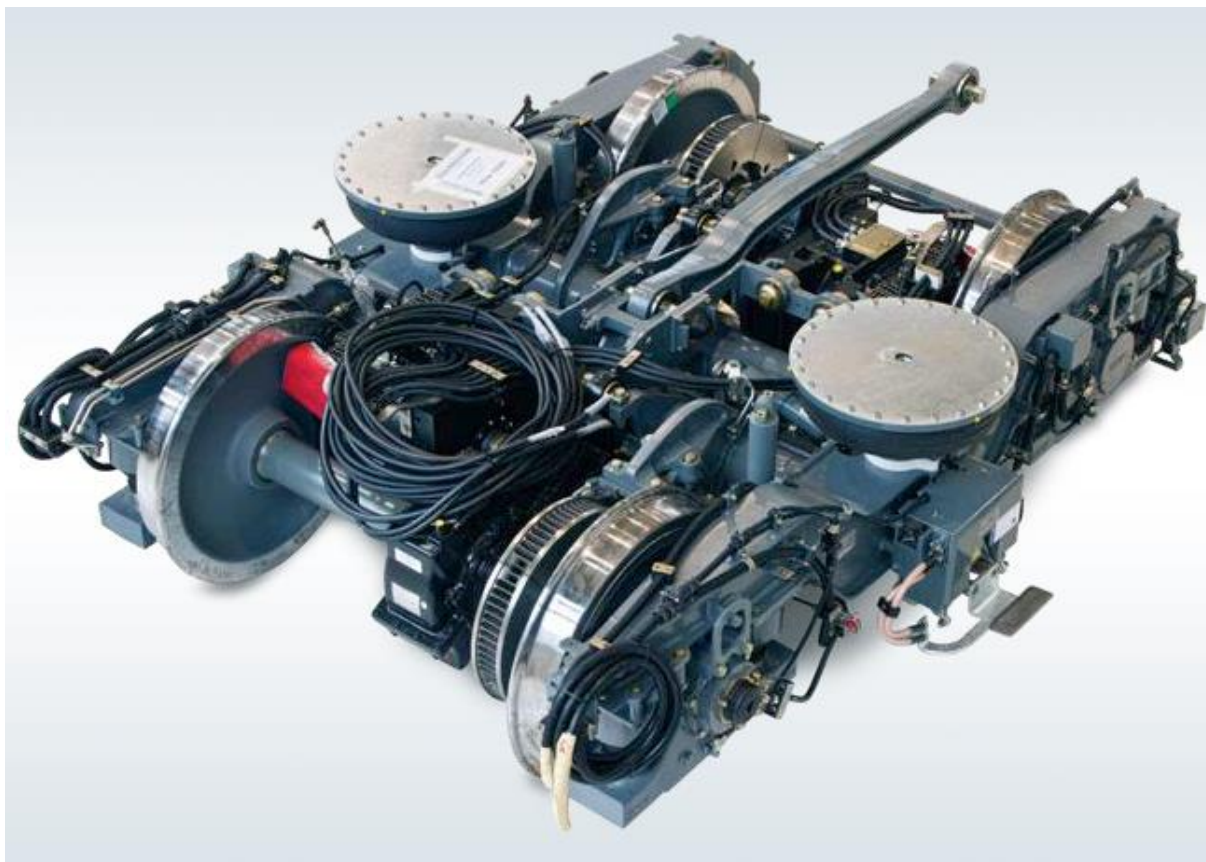
Podvozek SF 7000	
Rozchod dvojkolí	1 435 mm
Rozvor podvozku hnací / hnaná	2 200 / 2 100 mm
Nápravová hmotnost hnací / hnaná	15 500 / 14 500 kg
Hmotnost podvozku hnací / hnaná	5 800 / 4 100 kg
Maximální provozní rychlost	160 km/h
Průměr kola nový / opotřebený	820 / 760 mm

tab. 1 - Základní parametry podvozku SF 7000 [12]



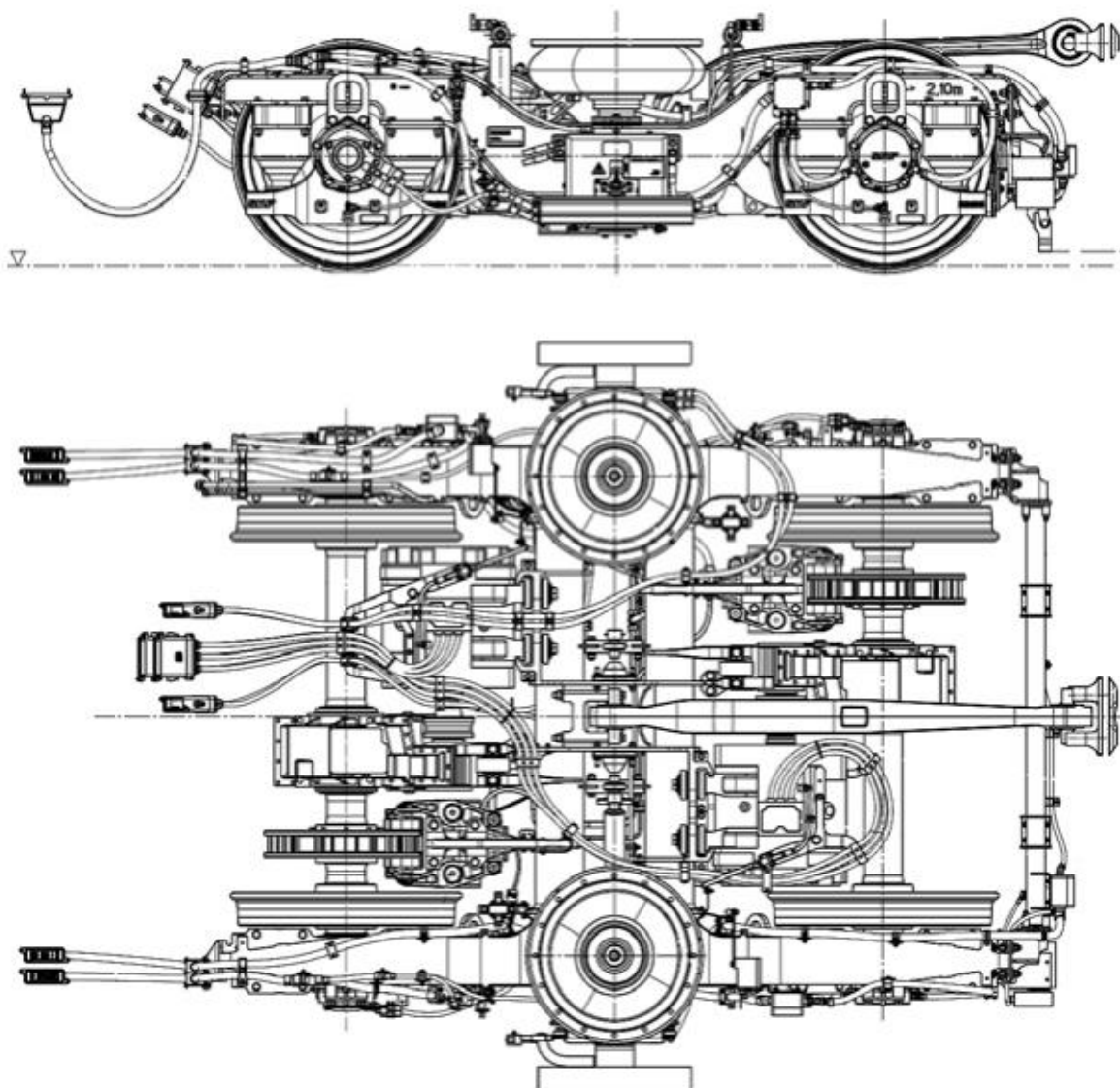
4.2 Podvozek SF 1000

Podvozek SF 1000 byl vyvinutý pro vyspělá vozidla metra a je vhodný pro provozní rychlost až 90 km/h při zatížení nápravy 13,5 tuny.



Obr. 20 – Podvozek SF 1000 [13]

Rám podvozku je tvořen z vysoce pevné nízkolegované oceli. Náprava podvozku je vybavena jedním brzdovým kotoučem a jednou brzdovou jednotkou. Jako primární vypružení slouží pryžokovové pružiny. Sekundární vypružení vozu zajišťují vzduchové pružiny. Trakční motory jsou instalovány příčně a jsou plně zavěšeny na rámu podvozku, viz Obr. 20. Nápravová převodovka je uložena na osu dvojkolí a k rámu podvozku je ukotvena závěskou. Toto řešení individuálního pohonu dvojkolí představuje variantu částečně odpruženého pohonu. [9]



Obr. 21.: Výkres podvozku SF 1000 [13]

Základní technické parametry podvozku SF 1000 dokumentuje tab. 2. Podvozek je určen pro maximální rychlost 90 km/h. Pro potřeby regionálního vozidla by bylo vhodné provést úpravu pohonu na maximální rychlost 120 km/h.

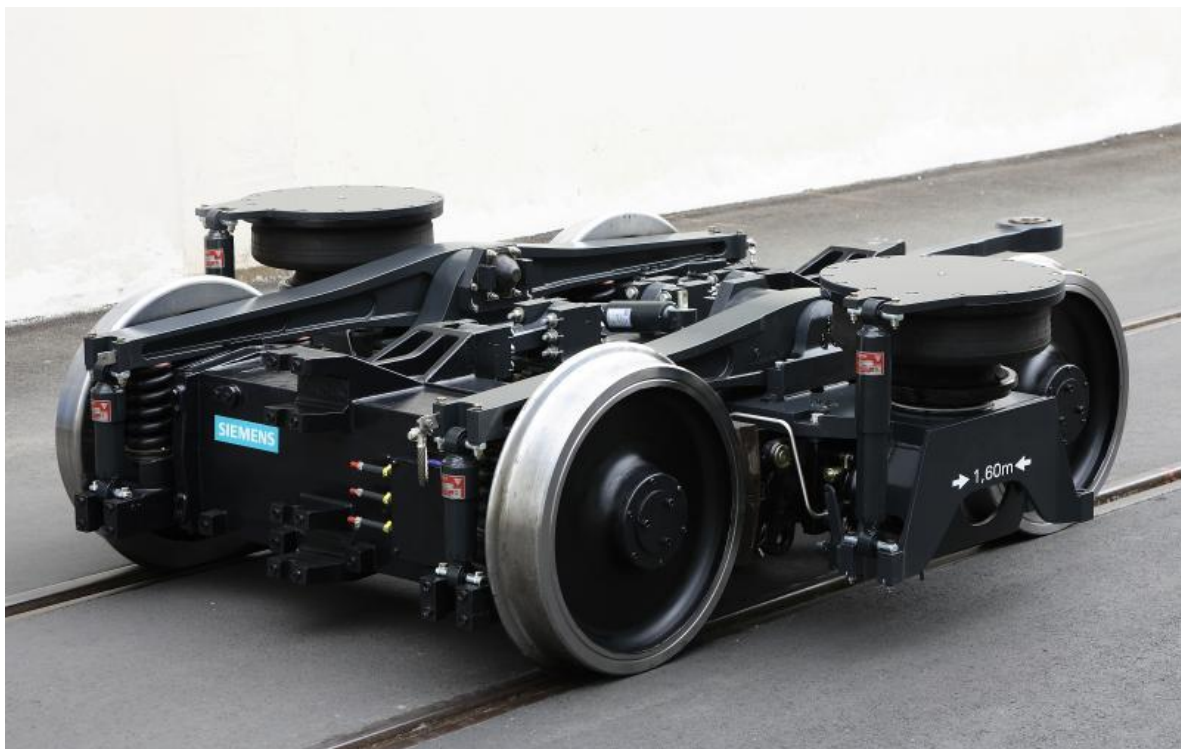
Podvozek SF 1000	
Rozvor podvozku hnací / hnaná	2 100 mm
Nápravová hmotnost	13 500 kg
Hmotnost podvozku	6 100–6 400 kg
Maximální provozní rychlost	90 km/h
Průměr kola nový / opotřebený	850 / 770 mm

tab. 2 - Technické parametry podvozku SF 1000 [13]



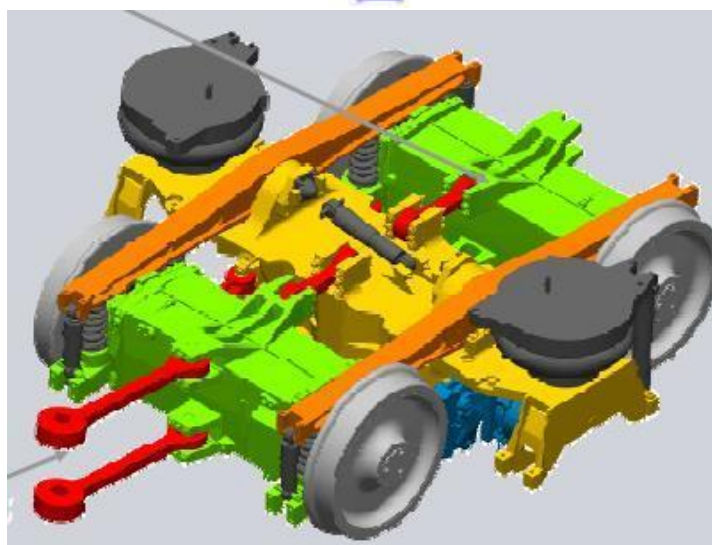
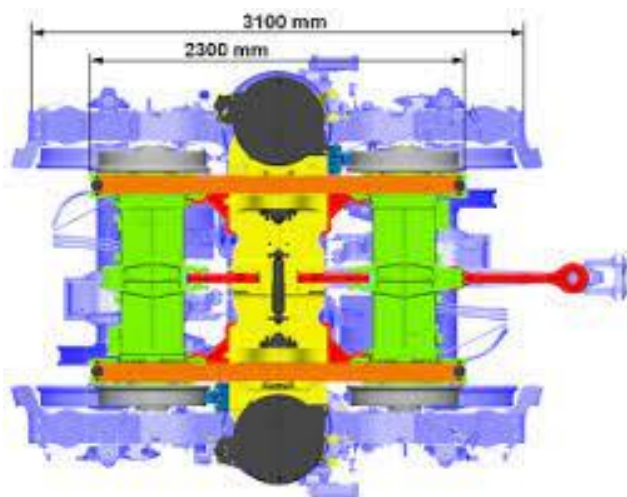
4.3 Podvozek Syntegra

Podvozek Syntegra byl vyvinutý společností Siemens pro metro. Podvozek představuje příklad přímého bezpřevodového elektrického pohonu, který je namontovaný ve vnitřním rámu podvozku.



Obr. 21 – Podvozek Syntegra [14]

Podvozek je tvořen jako dvounápravový vozík. Přenos tažných sil je zde řešen pomocí tažně-tlačných tyčí. Sekundární vypružení je zde pomocí membránových vzduchových pružin, které jsou uloženy na podvěšeném příčníku, která je zavěšen na dvou kovaných podélnících rámu podvozku. Svislé primární vypružení je tvořeno vinutými šroubovitými pružinami. Podvozek je trakční, provozní brzdy jsou elektrodynamické (EDB), záložní brzdy jsou jednostranné špalíkové, viz obrázek Obr. 22. [14]



Obr. 22 – Schéma podvozku Syntegra [1]

Základní technické parametry podvozku Syntegra dokumentuje tab. 3. Podvozek je určen pro maximální rychlost 100 km/h. Pro potřeby regionálního vozidla by bylo vhodné provést úpravu pohonu na maximální rychlost 120 km/h.

Podvozek Syntegra	
Rozvor podvozku	1600 mm
Maximální provozní rychlost	100 km/h
Nápravová hmotnost	14 000 kg

tab. 3 - Technické parametry podvozku Syntegra [14]



4.4 Alstom Coradia LINT 27

Další podvozek se nachází na částečně nízkopodlažní motorové jednotce Coradia LINT 27 společnosti Alstom. Vozy jsou převážně provozovány v Německu v regionální dopravě.



Obr. 23 – Motorová jednotka Coradia LINT [17]

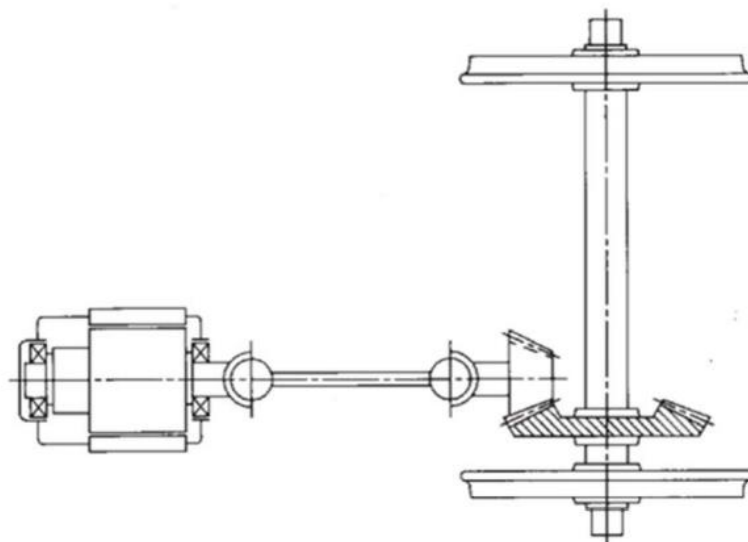
LINT 27 je provozován jako jednočlánková jednotka. Vůz je poháněn dieselovým motorem MTU o výkonu 315 kW, který je spojený s hydrodynamickou převodovkou Voith. Pohonná jednotka je umístěna pod vysokopodlažní částí skříně vozidla. Výkon se přenáší pomocí kloubové hřídele na nápravu podvozku. Jako sekundární vypružení je zde použito vzduchové vypružení umístěné na dvou H-rámech dvojkolí. Tažné síly jsou přenášeny pomocí středního otočného čepu. Primární vypružení je zde tvořeno pomocí čtyř pryžokovových konických pružin. Vozidlo využívá pneumatickou kotoučovou brzdu a hydrodynamický retardér a pro zajištění vozu při odstavení brzdu střádačovou. Maximální rychlost vozu je 120 km/h a vůz má k dispozici 60 míst k sezení. [18]



5. Zhodnocení příčné a podélné uspořádání podvozku

5.1 Podélné uspořádání podvozku

Příklady podélně orientovaného pohonu jsem uvedl v rešerši jednonápravových podvozků. Schéma uspořádání typu pohonu je zobrazeno na Obr. 24.



Obr. 24 – Podélně orientovaný pohon [21]

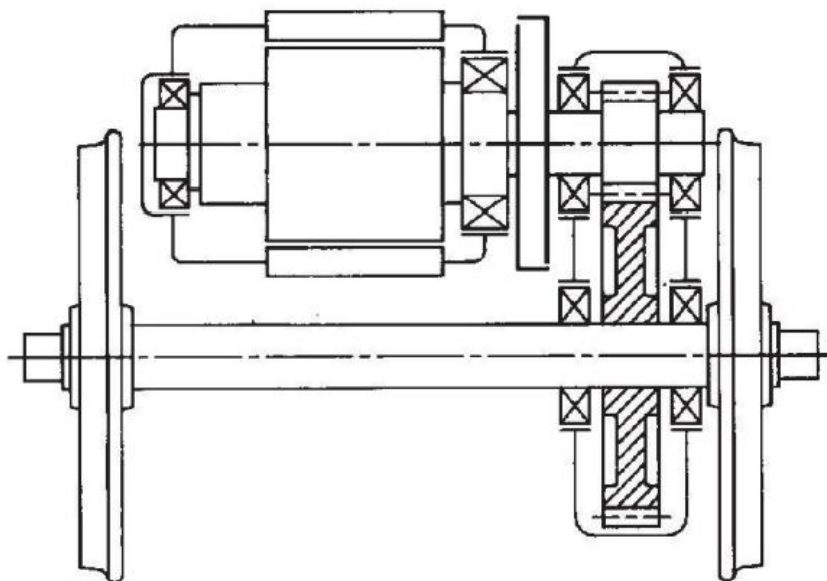
Velkou výhodou podélné orientace pohonu je umístění motoru na skříň vozidla, tím motor bude umístěn v druhotných odpružených hmotách vozidla. Tímto krokem dosáhneme minimálních dynamických účinků na motor, a to je v regionální dopravě velice žádoucí vzhledem k nerovnostem na tratích. Další výhodou je snížení hmotnosti prvotně odpružených hmot, díky motoru upevněnému na skříň vozu se na nápravě nachází pouze nápravová převodovka. Tím je rám lehčí.

Za velkou nevýhodu tohoto uspořádání považuji omezení zástavbového prostoru na skříni vozidla. Dochází tedy k složitějšímu umístění baterií na skříni vozidla. V případě zachování konceptu nízkopodlažního vozu, lze baterie umístit pouze pod zvýšenou část skříně vozu, která ve vozech nebývá velká. Další nevýhodou je nižší účinnost kuželové převodovky, kterou musíme při zvolení tohoto uspořádání použít.



5.2 Příčné uspořádání podvozku

Další variantou pohonu je příčně orientovaný částečně odpružený pohon vozu, viz schéma na Obr. 25. Toto uspořádání je velice často používané u kolejových vozidel.



Obr. 25 – Schéma příčně orientovaného částečně odpruženého pohonu [21]

Motor je umístěn v prvotně odpružených hmotách rámu podvozku. Dále mezi motorem a převodovkou se nachází převodovka. Převodovka je umístěna na nápravu a je součástí neodpružených hmot vozu.

Výhodou tohoto uspořádání je velice dobrá účinnost přenosu výkonu na dvojkolí. V případě použití jednostupňové převodovky je účinnost převodu 98 %. Dále díky využití převodovky je často používán vysokootáčkový asynchronní motor nebo použití vysokootáčkového synchronního motoru s permanentními magnety. Tímto je dosaženo nižší hmotnosti celého pohonu vozidla. Další výhodou tohoto uspořádání je větší zástavbový prostor, který můžeme využít pro umístění baterií potřebných k chodu elektromotoru.

Velkou nevýhodou tohoto uspořádání je uchycení pohonu v jednonápravovém podvozku. Podvozek má těžiště mimo osu dvojkolí vozidla. Tento problém ale vzniká pouze u jednonápravových podvozků. U dvojnápravových podvozků tento problém nenastává. Poslední nevýhodou je neodpružená část pohonu. To by mohl být problém při provozu vozidla na nekvalitních regionálních tratích.



6. Řešení dvounápravového pojezdu

Pro řešení mého pojezdu využiji podvozek SF1000, který se využívá ve vozech metra M1 – Maracaibo. Jedná se o částečně odpružený dvounápravový elektricky poháněný podvozek. Podvozek využívá jako primární vypružení ocelové a ocelovo-pryžové pružiny umístěné u dvojkolí podvozku a jako sekundární vypružení využívá dvě vzduchové membránové pružiny. Podvozek využívá kotoučové brzdy. Další specifikace podvozku jsou umístěny v tab. 4.

Technická specifikace podvozku	
Maximální provozní rychlost	90 km/h
Rozvor podvozku	2100 mm
Rozchod podvozku	1435 mm
Průměr kola nový/opotřebený	850/770 mm
Nápravová hmotnost	5 700 kg

tab. 4 – Technická specifikace podvozku

Dále pro mé řešení využiji celoodpružený asynchronní elektromotor, který tento podvozek taktéž využívá. Motor je namontovaný příčně k nápravnici a je chlazený vzduchem. Specifikace motoru je uvedena v tab. 5.

Technická specifikace asynchronního elektromotoru	
Maximální výkon	160 kW
Jmenovité napětí	560 V AC
jmenovitý proud	199 A
Maximální otáčky	3 680 /min
Hmotnost	468 kg
Maximální kroutící moment	1 140 Nm

tab. 5 - Technická specifikace asynchronního motoru

Pro regionální dopravu je potřeba, aby vozidlo dosahovalo rychlosti 120 km/h. Této rychlosti tento podvozek nedosahuje kvůli zvolené převodovce. Uvedený podvozek využívá jednostupňovou převodovku s čelním ozubením umístěnou na nápravnici podvozku. Je tedy potřeba navrhnout převodovku, která zajistí navýšení rychlosti z 90 km/h na požadovaných 120 km/h.



7. Návrh individuálního pohonu dvojkolí

7.1 Trakční výpočty

Pro trakční výpočty vycházím z údajů uvedených v tab. 6.

Součinitel adheze při brždění	$u_b = 0,15$
Součinitel adheze pro rozjezd	$u_{DV} = 0,3$
Nápravové zatížení plného vozidla	$G_{lož} = 128,5 \text{ kN}$
Součinitel rotačních ploch	$\xi = 0,2$
Maximální rychlost vozidla	$v = 120 \text{ km/h}$

tab. 6 – Hodnoty potřebné pro výpočet

Výpočet maximální rozjezdové síly na mezi adheze $F_{ad \max}$ [kN] určím pomocí nápravového zatížení plného vozidla na dvojkolí $G_{lož}$ [kN] a součinitele adheze při rozjezdu u_{DV} [-].

$$F_{ad \max} = G_{lož} \cdot u_{DV} = 128,5 \cdot 0,3 = 38,55 \text{ kN} \quad (1)$$

Z vypočtené maximální adhezní rozjezdové síly $F_{ad \max}$ mohu vypočítat rozjezdové zrychlení a_{roz} [m/s^2], a to určím z hmotnosti plného vozidla $m_{lož}$ [t] a součinitele rotačních ploch ξ [-].

$$a_{roz} = \frac{F_{ad \max}}{m_{lož} \cdot (1 + \xi)} = \frac{38,55}{13,0989 \cdot (1 + 0,2)} = 2,453 \text{ m/s}^2 \quad (2)$$

Kolejový elektrobus bude využívat elektrodynamické brzdy (EDB). Pro výpočet brzdné síly na mezi adheze $F_{b \text{ ad}}$ [kN] využiji podobný vzorec jako při výpočtu maximální rozjezdové rychlosti. Součinitel adheze pro brždění volím dle tab. 6.

$$F_{b \text{ ad}} = G_{lož} \cdot u_b = 128,5 \cdot 0,15 = 19,275 \text{ kN} \quad (3)$$

A dále mohu spočítat brzdné zpomalení vozidla při brždění pouze adhezními brzdami, tj. brzdné zpomalení $a_{b \text{ ad}}$ [m/s^2].

$$a_{b \text{ ad}} = \frac{F_{b \text{ ad}}}{m_{lož} \cdot (1 + 0,2)} = \frac{19,275}{13,0989 \cdot (1 + 0,2)} = 1,226 \text{ m/s}^2 \quad (4)$$

Pokud vozidlo bude přenášet brzdnou sílu na dvojkolích, tak může brzdit hodnotou $1,226 \text{ m/s}^2$. Pro dosažení vyšších hodnot musí být podvozky vybaveny kolejnicovými brzdami (třecí nebo vířivé).



7.2 Trakční charakteristika

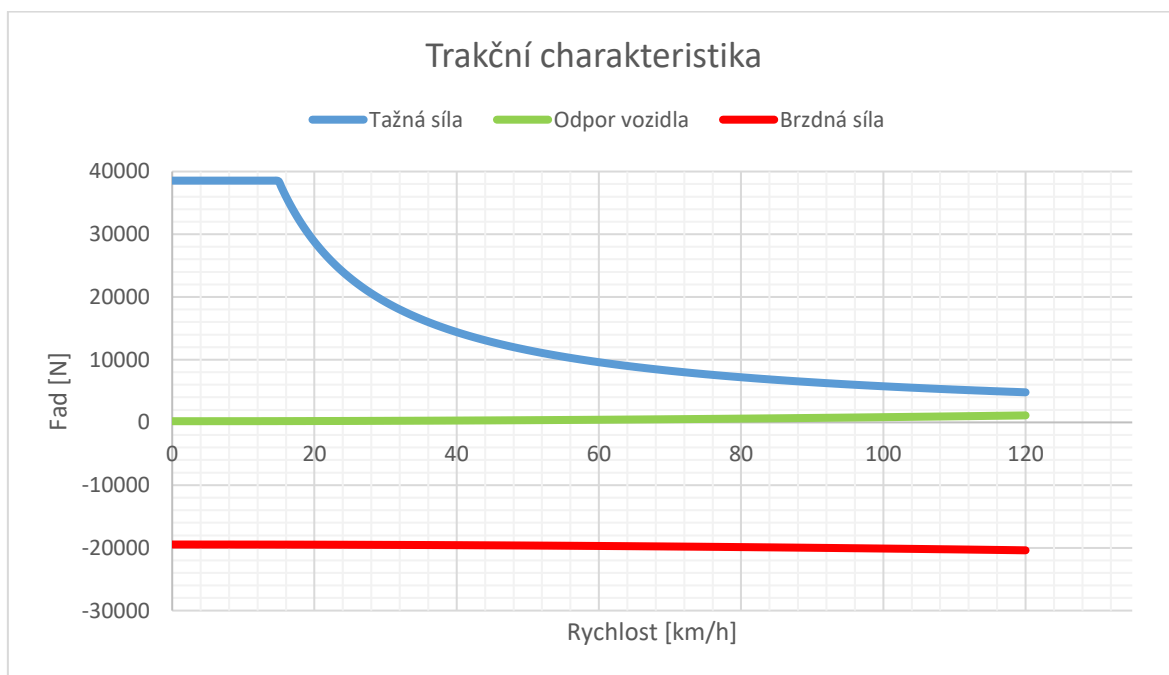
Nyní mohu vytvořit trakční charakteristiku kolejového elektrobuse, tedy závislost tažné síly F_{ad} [kN] a rychlosti jízdy v [km/h].

Trakční charakteristika zobrazená v grafu 1 je v první části omezena maximální adhezní silou $F_{ad\ max}$, kterou je vozidlo schopné přenést na koleje. V druhé části grafu je průběh adhezní síly F_{ad} hyperbolický, a to z důvodu zachování konstantního výkonu.

Využívám proto vztah:

$$P = \frac{F_{ad}}{v} \quad (5)$$

Jako poslední omezení využívám maximální rychlosti elektrobuse $v = 120$ km/h.



Graf 1 - Trakční a brzdňá charakteristika kolejového elektrobuse

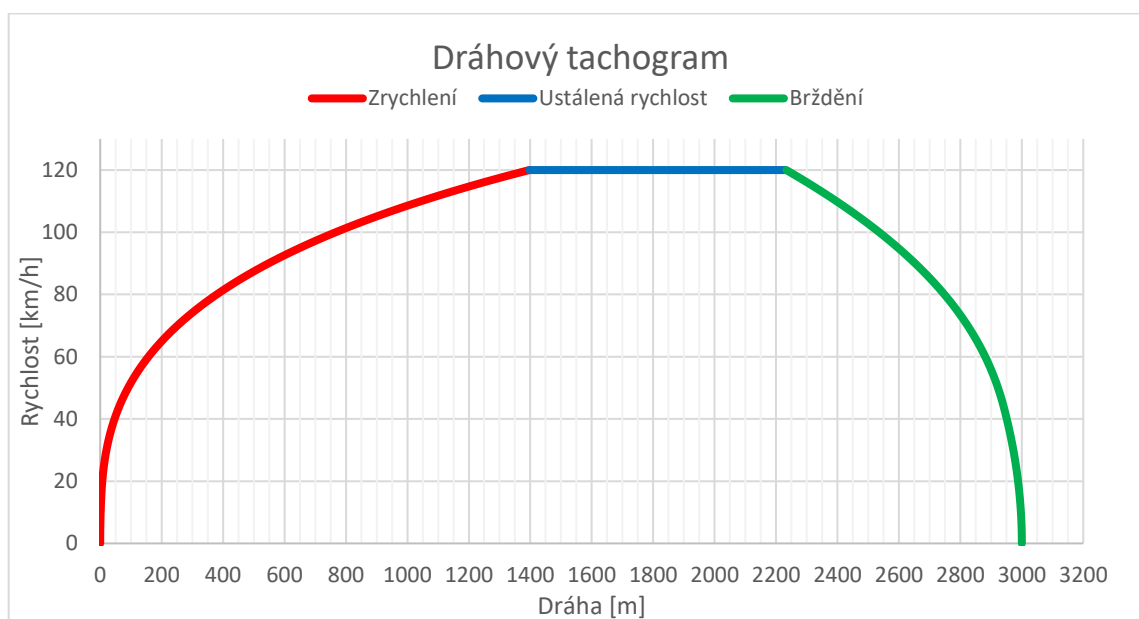


7.3 Dráhový a časový tachogram

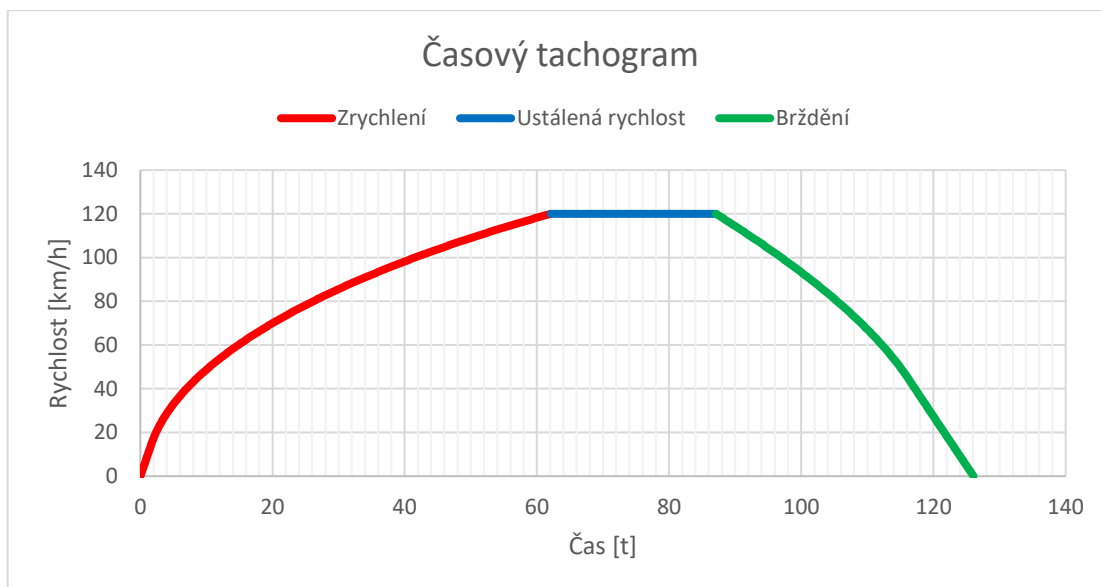
Pro vytvoření tachogramů, pro navrhované regionální vozidlo, budu počítat na traťovém úseku o délce 3 km. Vyměřená trať bude mít nulový traťový sklon a vozidlo dosáhne traťové rychlosti $v = 120 \text{ km/h}$. Kolejové vozidlo se bude rozjíždět z nulové rychlosti a zastaví ve vzdálenosti 3 km. Parametry vlaku jsou uvedeny v tab. 7.

Hmotnost naloženého vozu na dvojkolí	$m_{loz} = 13\,098,9 \text{ t}$
Výkon na dvojkolí	$P = 160\,000 \text{ W}$
Součinitel vlivu rotačních ploch	$\xi = 0,2$
Brzdná síla (adhezní)	$F_{b\ ad} = 19\,275 \text{ N}$

tab. 7 – Hodnoty potřebné pro výpočet tachogramů



Graf 2 – Dráhový tachogram na 3 km úseku

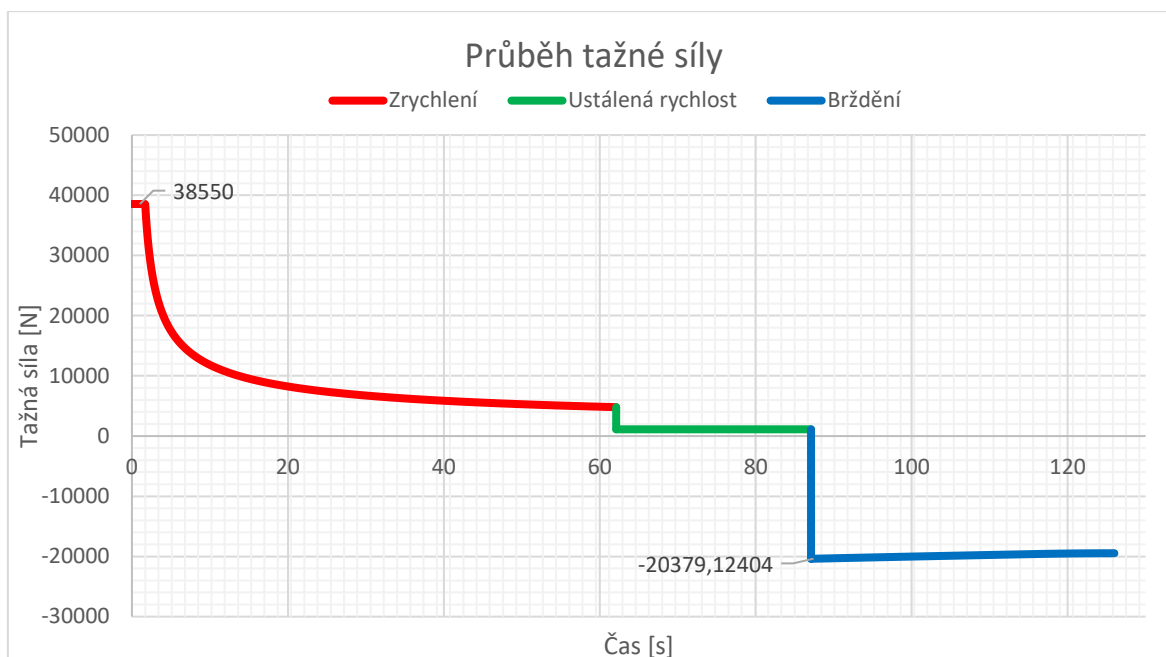


Graf 3 - Časový tachogram na 3 km úseku

Dráhový tachogram je rozdělený na tři části, viz legenda Grafu 2 a 3. Elektrobus zrychluje maximální adhezní silou, kterou je možné přenést na kolejnici. Vůz dosáhne rychlosti 120 km/h za 62 sekund a vůz ujede 1397 metrů. Následně vozidlo jede ustálenou rychlostí až do vzdálenosti 2230 metrů. Vůz začne brzdit elektrodynamickým bržděním a zastaví ve vzdálenosti 3 km. Celý průběh trvá 126 sekund.



7.4 Zjištění ekvivalentního zatížení vozu



Graf 4 - Průběh tažné síly na tratovém úseku 3 km

Jak je patrné z Grafu 4 vozidlo nevyužívá maximální tažnou sílu po celou dobu zrychlování. Maximální tažná síla působí pouze 1,7 s a následně klesá se zvyšující rychlostí parabolicky do hodnoty $F_{ad} = 4800 \text{ N}$. Proto je potřeba vypočítat ekvivalentní zatížení pro rozjezd a brždění. Využívám vzorec pro zrychlení:

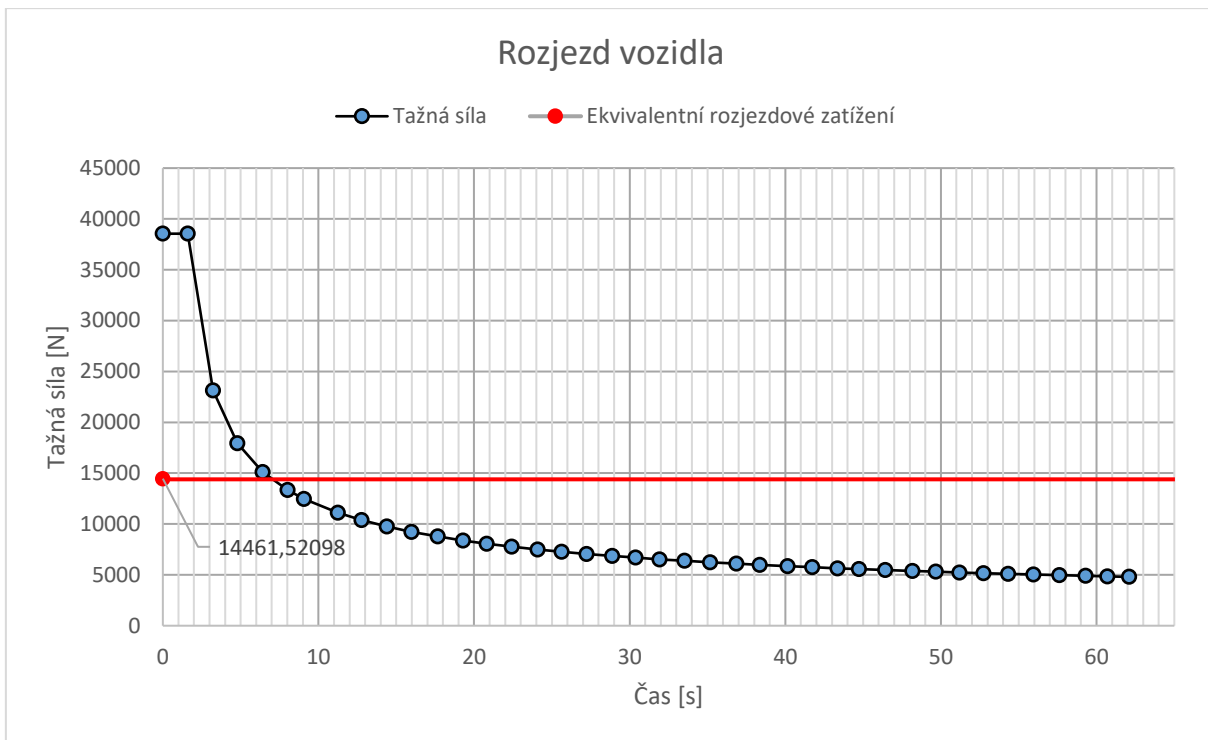
$$F_{Hekv.} = \sqrt[3]{\frac{\sum(F_{Hi}^3 \cdot \Delta t)}{t_h}} \text{ [N]} \quad (6)$$

pro brždění:

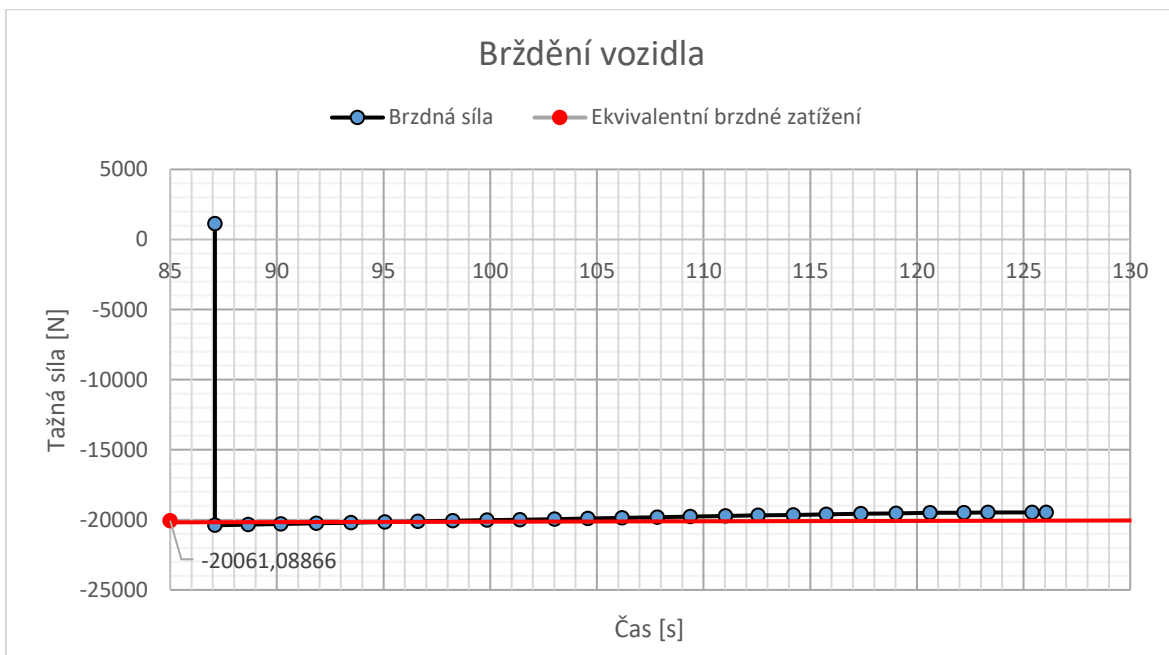
$$F_{Bekv.} = \sqrt[3]{\frac{\sum(F_{Bi}^3 \cdot \Delta t)}{t_h}} \text{ [N]} \quad (7)$$

Na grafu 5 je zobrazena vypočtená ekvivalentní rozjezdové síla $F_{Hekv.} = 14\,461,5 \text{ N}$, která pokryje 88,7 % celého rozjezdového cyklu. Pouze 11,3 % cyklu je rozjezdová síla větší. Nepokryté zatížení ošetřím vhodnou volbou bezpečnosti při návrhu převodovky.

V grafu 6 vypočtená ekvivalentní brzdná síla $|F_{Bekv.}| = 20\,061,1 \text{ N}$ pokryje 70 % celého brzdného cyklu. Pouze 30 % cyklu je síla větší. Nepokryté zatížení ošetřím vhodnou volbou bezpečnosti při návrhu převodovky. Jelikož je brzdná ekvivalentní síla větší než rozjezdová, tak s touto hodnotou budu dále počítat a využívat jí při návrhu převodovky.



Graf 5 – Zobrazení ekvivalentního tažného zatížení



Graf 6 - Zobrazení ekvivalentního brzdného zatížení



8. Návrh převodovky

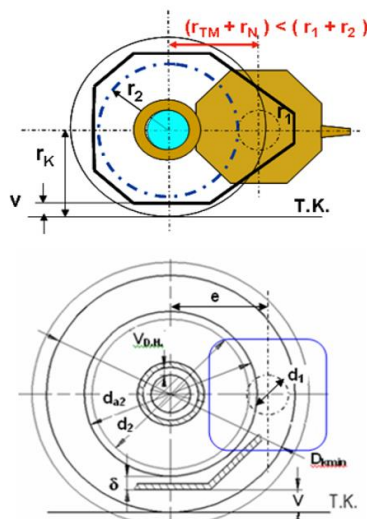
8.1 Kontrola použití jednostupňové převodovky

Nejprve, než začnu navrhovat převodovku je potřebné zkontrolovat, zda mohu použít jednostupňovou převodovku s čelním ozubením nebo musím kvůli nedostatku výška kinematického vztažného obrysu podvozku použít dvoustupňovou převodovku. Pro výpočet aplikuji tyto vzorce:

$$i_c = 0,377 \cdot \frac{r_{Kstř} \cdot n_{M,max}}{V_{max}} = 0,377 \cdot \frac{0,810}{2} \cdot \frac{3680}{120} = 4,682 \quad (8)$$

$$z_2 = i_c \cdot z_1 = 4,682 \cdot 19 = 88,96 \rightarrow z_2 = 90 \quad (9)$$

$$r_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{2} = \frac{90 \cdot 5}{2} = 225 \text{ mm} \rightarrow d_2 = 450 \text{ mm} \quad (10)$$



Obr. 26 – Zobrazení světlé výšky podvozku vozidla [19]

$$r_{2max} \leq r_K - (\Delta r_K + h_a + a + t + v) = \frac{850}{2} - (40 + 5 + 5 + 15 + 80) \quad (11)$$

$$r_{2max} \leq 425 - 145 = 280 \text{ mm} \rightarrow d_{2max} = 560 \text{ mm}$$

V převodovce lze použít ozubené kolo o maximálním průměru 560 mm. Tento rozměr nebude překročen. Při zvoleném modulu $m_n = 5 \text{ mm}$ a zvoleném počtu zubů na pastorku $z_1 = 19$ vychází průměr ozubeného kola 450 mm. Mám k dispozici velkou rezervu a mohu si dovolit zvýšit modul nebo počet zubů na pastorku. Pro tuto chvíli ponechám zvolené hodnoty a budu s nimi dále počítat v návrhu převodovky. Pokud by v průběhu navrhování převodovky nevycházela bezpečnost nebo jiné hodnoty, musel bych změnit buď modul m_n nebo šířku zubů b_w .



8.1.1 Výpočet kroutícího momentu

Potřebný kroutící moment spočítám z ekvivalentního zatížení vozidla, výkonu a otáček motoru. Použiji proto tyto vzorce:

$$M_{kII} = |F_{Bekv.}| \cdot \frac{d_2}{2} [N \cdot m] \quad (12)$$

$$M_{kII} = 20\,061 \cdot \frac{0,450}{2} = 4\,514 \text{ N} \cdot m$$

$$i_{skut.} = \frac{90}{19} = 4,7368 \quad (13)$$

$$M_{kI} = \frac{M_{kII}}{i_{skut.} \cdot \eta} = \frac{4514}{4,7368 \cdot 0,98} = 972 \text{ N} \cdot m \quad (14)$$

8.2 Volba skutečného modulu ozubení

Pro pastorek a ozubené kolo volím materiál 16 420.4. Jedná se o konstrukční slitinově cementovanou a kalenou ocel. Dále si zvolím, že ozubení bude mít tvrzené boky zubů, tedy součinitel boku zubů bude $f_p = 18$ a poměrný součinitel šířky kola $\psi_m = 15$. Normalizovaný sklon zubů je zvolen $\beta = 12^\circ$.

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{flimb} = 0,6 \cdot 1100 = 660 \text{ N} \cdot m^{-1} \quad (15)$$

$$m' = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kI}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (16)$$

$$m' = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 972}{15 \cdot 19 \cdot 660}} = 1,58 \text{ mm} \rightarrow m_n = 5 \text{ mm}$$

8.3 Výpočet průměrů hřídelů

Z pevnostní podmínky v krutu si vypočítám průměry na jednotlivých hřídelích. Budu počítat s ocelí s nízkým dovoleným napětím, proto budu volit tato napětí:

$$\begin{aligned} \tau_{D1} &= 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \\ \tau_{D2} &= 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{aligned}$$

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 972 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 58,3 \text{ mm} \rightarrow d_1 = 60 \text{ mm} \quad (17)$$

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4514 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35}} = 86,93 \text{ mm} \rightarrow d_2 = 90 \text{ mm} \quad (18)$$



Z vypočtených průměrů d'_1 a d'_2 je potřeba zvolit nejbližší vyšší průměr. V tomto případě sem zvolily průměry takto: $d_1 = 60 \text{ mm}$, $d_2 = 90 \text{ mm}$. S těmito průměry budu dále počítat při navrhování převodovky.

8.4 Návrh ozubení

Z výše uvedených výpočtů mám zjištěné hodnoty, které potřebuji pro výpočet geometrie ozubení.

8.4.1 Výpočet šířky jednotlivých kol

$$b_{w2} = \psi_m \cdot m_n = 15 \cdot 5 = 75 \text{ mm} \quad (19)$$

$$b_{w1} = b_{w2} + m_n = 75 + 5 = 80 \text{ mm} \quad (20)$$

8.4.2 Výpočet průměrů roztečných kružnic ozubených kol

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta_{12}} = \frac{5 \cdot 19}{\cos 12^\circ} = 97,122 \text{ mm} \quad (21)$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta_{12}} = \frac{5 \cdot 90}{\cos 12^\circ} = 460,053 \text{ mm} \quad (22)$$

8.4.3 Stanovení patních a hlavových kružnic

Pro pastorek:

$$d_a = d + 2 \cdot m_n = 97,122 + 2 \cdot 5 = 107,122 \text{ mm} \quad (23)$$

$$d_f = d - 2 \cdot m_n = 97,122 - 2 \cdot 5 = 87,122 \text{ mm} \quad (24)$$

Pro kolo:

$$d_a = d + 2 \cdot m_n = 460,053 + 2 \cdot 5 = 470,053 \text{ mm} \quad (25)$$

$$d_f = d - 2 \cdot m_n = 460,053 - 2 \cdot 5 = 450,053 \text{ mm} \quad (26)$$



8.5 Výpočet osové vzdálenosti

Pro výpočet osové vzdálenosti si v první řadě musím vypočítat teoretickou osovou vzdálenost podle vzorce 27. Následně výslednou osovou vzdálenost zaokrouhlím na nejbližší celé číslo, z důvodu snadnější a praktičtější korigovatelnosti ozubení. Je nutné přitom dodržet podmínku korigovatelnosti, která se spočítá podle vzorce 28

$$a_{12} = \frac{1}{2} \cdot (d_1 + d_2) \quad (27)$$

$$a_{12} = \frac{1}{2} \cdot (97,122 + 460,053) = 278,59 \text{ mm} \rightarrow a_{w12} = 280 \text{ mm}$$

Podmínka korigovatelnosti:

$$|a_{12} - a_{w12}| \leq 0,4 \cdot m_n \quad (28)$$

$$|278,59 - 280| \leq 0,4 \cdot 5$$

$$1,41 \leq 2$$

8.6 Korekce osových vzdáleností

Abych zamezil podřezání paty zubu je potřeba zavést korekci ozubení. Tím je myšleno posunutí výšky hlavy a paty zubů při zachování průměru roztečné kružnice. Pro výpočet osové vzdálenosti využiji vzorce uvedené níže.

$$tg \alpha_{t12} = \frac{tg \alpha}{\cos \beta_{12}} = \frac{tg 20^\circ}{\cos 12^\circ} = 0,3721 \rightarrow \alpha_{t12} = 20,41^\circ \quad (29)$$

$$\cos \alpha_{tw12} = \frac{a_{12}}{a_{w12}} \cdot \cos \alpha = \frac{278,59}{280} \cdot \cos 20^\circ = 0,93496 \rightarrow \alpha_{tw12} = 20,78^\circ \quad (30)$$

$$inv \alpha_{t12} = tg \alpha_{t12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t12} = 0,3721 - \frac{\pi}{180} \cdot 20,41^\circ = 0,01588 \quad (31)$$

$$inv \alpha_{tw12} = tg \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw12} = 0,3795 - \frac{\pi}{180} \cdot 20,78^\circ = 0,01682 \quad (32)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot tg \alpha} \cdot (inv \alpha_{tw12} - inv \alpha_{t12}) = \frac{19 + 90}{2 \cdot tg 20^\circ} \cdot (0,01682 - 0,01588) \quad (33)$$

$$x_1 + x_2 = 0,1408$$

$$x_1 = 0,1408$$

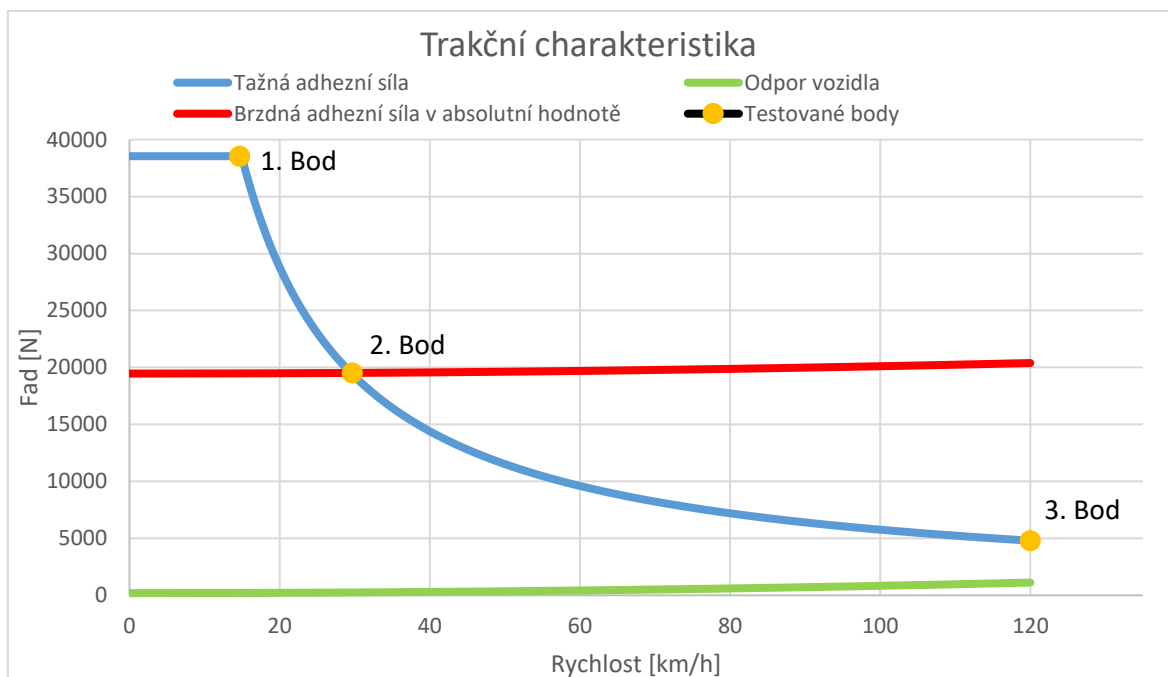
$$x_2 = 0$$

V tomto případě posunu profil ozubení pastorku směrem vně kola o hodnotu $x_1 = 0,1408$ a poloha kola zůstane nezměněná, tedy $x_2 = 0$.



8.7 Kontrola ozubení

Kontrolu ozubení budu provádět dle normy ISO 6336. Pro výpočet využiji excel využívaný z předmětu Konstrukční cvičení v rámci studia na ČVUT, fakulta strojní. V Grafu 7 jsou zobrazeny kritické body, které budu kontrolovat na ohyb a na dotyk.



Graf 7 - Zobrazení testovaných bodů v trakční charakteristice

8.7.1 Kontrola v 1. bodě

Pro výpočet v 1. bodě je nutné spočítat otáčky při rychlosti $v_1 = 14,7 \text{ km/h}$. Bod číslo 1 je nejkritičtější. Ozubení je zde namáháno maximální adhezní silou. Maximální síla nepůsobí v rozjezdu vozidla dlouhou dobu, ale přesto je potřeba, aby míra bezpečnosti na ohyb byla alespoň $S_F = 1,5$ a na dotyk alespoň $S_H = 1,1$.

$$n_{m1} = \frac{v_1 \cdot i_{skut.}}{0,377 \cdot r_{Kstř.}} = \frac{14,7 \cdot 4,7368}{0,377 \cdot \frac{0,810}{2}} = 456 \text{ ot/min} \quad (34)$$



Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z ₁	19		d	97,12236	460,0533	σ _{Flim}	1100	1100
z ₂	90		d _a	108,5178	470,0408	σ _{Hlim}	1650	1650
m _n	5		d _f	86,03036	447,5533	Y _{fs}	2,570344	2,199809
x ₁	0,1408		d _b	91,02494	431,1708	Y _{sa}	1,624001	1,789609
x ₂	0		d _w	97,36561	461,2055	Y _ε	0,702678	0,702678
α _n	20		h _a	5,697741	4,993741	Y _β	0,906716	0,906716
β	12		h _f	5,546	6,25	F _β	6	6
a _w	279,2856		h	11,24374	11,24374	Y _{N,X}	1	1
b ₁	80		s _n	8,366452	7,853982	Z _H	2,425102	2,425102
b ₂	75		s _t	8,553363	8,029444	Z _E	189,8	189,8
P	160		v _n	7,341512	7,853982	Z _ε	0,799532	0,799532
n ₁	456		v _t	7,505525	8,029444	Z _β	0,989013	0,989013
M _{k1}	3350630		α _w	21,17328		Z _B	1	1
v	2,318903					Z _{R,T}	1	1
u	4,736842					K _A	1,1	1,1
						K _V	1,009416	1,009416
						K _{Fα}	1	1
	1	2				K _{Fβ}	1,228577	1,225971
h _k	4,353278	3,731631				K _{Hα}	1	1
s _k	7,387763	7,387763		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,269795	1,269795
z'	3	11						
M/z	38,80033	161,6996		přes zuby				
d	7,380329	7,380329				S _F	1,757698	1,750944
M/d	105,1267	466,9464		přes kuličky		S _H	1,127199	1,127199

Obr. 28 - Výsledky kontroly ozubení v 1. testovaném bodě

Podle výsledků z excelu na Obr. 28 vychází bezpečnost na ohyb $S_F = 1,76$ a na dotyk $S_H = 1,13$. To je dostatečná bezpečnost pro chod ozubení.

8.7.2 Kontrola v 2. bodě

Pro výpočet v 2. testovaném bodě budu postupovat stejně jako u výpočtu 1. testovaného bodu. Znovu je potřebné vypočítat otáčky motoru při rychlosti $v_2 = 30 \text{ km/h}$.

$$n_{m2} = \frac{v_2 \cdot i_{skut.}}{0,377 \cdot r_{Kstř.}} = \frac{30 \cdot 4,7368}{0,377 \cdot \frac{0,810}{2}} = 931 \text{ ot/min} \quad (35)$$



Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z ₁	19		d	97,12236	460,0533	σ _{Flim}	1100	1100
z ₂	90		d _a	108,5178	470,0408	σ _{Hlim}	1650	1650
m _n	5		d _f	86,03036	447,5533	Y _{fs}	2,570344	2,199809
x ₁	0,1408		d _b	91,02494	431,1708	Y _{sa}	1,624001	1,789609
x ₂	0		d _w	97,36561	461,2055	Y _ε	0,702678	0,702678
α _n	20		h _a	5,697741	4,993741	Y _β	0,906716	0,906716
β	12		h _f	5,546	6,25	F _β	6	6
a _w	279,2856		h	11,24374	11,24374	Y _{N,X}	1	1
b ₁	80		s _n	8,366452	7,853982	Z _H	2,425102	2,425102
b ₂	75		s _t	8,553363	8,029444	Z _E	189,8	189,8
P	160		v _n	7,341512	7,853982	Z _ε	0,799532	0,799532
n ₁	931		v _t	7,505525	8,029444	Z _β	0,989013	0,989013
M _{k1}	1641125		α _w	21,17328		Z _B	1	1
v	4,734428					Z _{R,T}	1	1
u	4,736842					K _A	1,1	1,1
						K _V	1,031274	1,031274
						K _{Fα}	1	1
	1	2				K _{Fβ}	1,228577	1,225971
h _k	4,353278	3,731631				K _{Hα}	1	1
s _k	7,387763	7,387763		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,269795	1,269795
z'	3	11						
M/z	38,80033	161,6996		přes zuby				
d	7,380329	7,380329				S _F	3,512573	3,499076
M/d	105,1267	466,9464		přes kuličky		S _H	1,59346	1,59346

Obr. 29 – Výsledky kontroly ozubení v 2. testovaném bodě

Podle výsledků na Obr. 29 vychází bezpečnost na ohyb $S_F = 3,51$ a na dotyk $S_H = 1,59$. Opět je bezpečnost dostačující pro chod ozubení.

8.7.3 Kontrola v 3. bodě

Pro výpočet v 3. testovaném bodě je opět potřeba spočítat otáčky motoru při rychlosti $v_3 = 120 \text{ km/h}$.

$$n_{m3} = \frac{v_3 \cdot i_{skut.}}{0,377 \cdot r_{Kstř.}} = \frac{120 \cdot 4,7368}{0,377 \cdot \frac{0,810}{2}} = 3723 \text{ ot/min} \quad (36)$$



Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z ₁	19		d	97,12236	460,0533	σ _{Flim}	1100	1100
z ₂	90		d _a	108,5178	470,0408	σ _{Hlim}	1650	1650
m _n	5		d _f	86,03036	447,5533	Y _{fs}	2,570344	2,199809
x ₁	0,1408		d _b	91,02494	431,1708	Y _{sa}	1,624001	1,789609
x ₂	0		d _w	97,36561	461,2055	Y _ε	0,702678	0,702678
α _n	20		h _a	5,697741	4,993741	Y _β	0,906716	0,906716
β	12		h _f	5,546	6,25	F _β	6	6
a _w	279,2856		h	11,24374	11,24374	Y _{N,X}	1	1
b ₁	80		s _n	8,366452	7,853982	Z _H	2,425102	2,425102
b ₂	75		s _t	8,553363	8,029444	Z _E	189,8	189,8
P	160		v _n	7,341512	7,853982	Z _ε	0,799532	0,799532
n ₁	3723		v _t	7,505525	8,029444	Z _β	0,989013	0,989013
M _{k1}	410391,5		α _w	21,17328		Z _B	1	1
v	18,93263					Z _{R,T}	1	1
u	4,736842					K _A	1,1	1,1
						K _V	1,408286	1,408286
						K _{Fα}	1	1
	1	2				K _{Fβ}	1,228577	1,225971
h _k	4,353278	3,731631				K _{Hα}	1	1
s _k	7,387763	7,387763		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,269795	1,269795
z'	3	11						
M/z	38,80033	161,6996		přes zuby				
d	7,380329	7,380329				S _F	10,28613	10,2466
M/d	105,1267	466,9464		přes kuličky		S _H	2,726808	2,726808

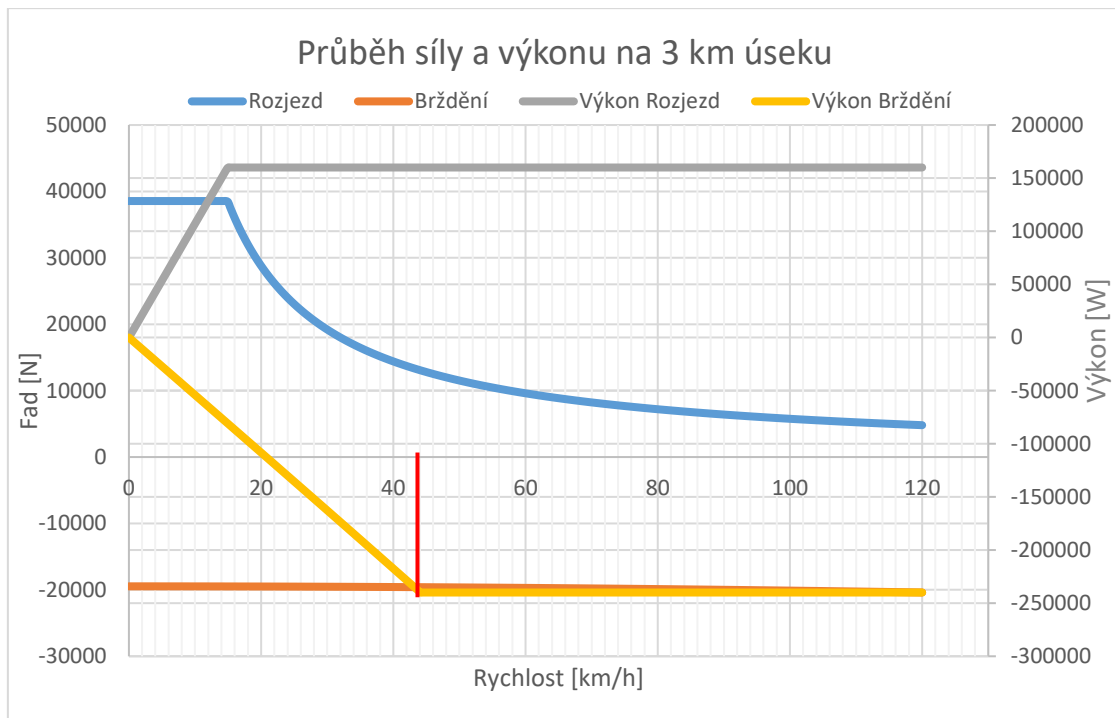
Obr. 30 – Výsledky kontroly ozubení v 3. testovaném bodě

Opět podle výsledky z Obr. 30 vychází bezpečnost na ohyb $S_F = 10,29$ a na dotyk $S_H = 2,73$. Bezpečnost je zde vysoká a pro toto zatížení je ozubení dle výsledků předdimenzované, ale nesmím zapomenout na zatížení v 1. testovaném bodě, kdy je bezpečnost akorát s hraniční hodnotou bezpečnosti.

8.7.4 Kontrola ozubení při brždění vozu

Následnou nutností je zkontrolovat ozubení i při brždění vozu. Vůz začne brzdit elektromotorem při zvýšeném výkonu 240 kW, až do rychlosti 44 km/h, viz Graf 8. Po dosažení této rychlosti začne vůz využívat adhezní brzdy až do úplného zastavení vozu. Právě při přechodu na adhezní brždění vzniká další kritické místo pro ozubení a je potřeba toto místo zkontrolovat, zda má ozubení dostatečnou míru bezpečnosti.

$$n_{m4} = \frac{v_3 \cdot i_{skut.}}{0,377 \cdot r_{Kstř.}} = \frac{44 \cdot 4,7368}{0,377 \cdot \frac{0,810}{2}} = 1365 \text{ ot/min} \quad (37)$$



Graf 8 – Průběh síly a výkonu na 3 km úseku

Kontrola ozubení dle ISO 6336		jednotky		mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹			
		Roz.	kolo 1	kolo 2	kolo 1	kolo 2	
z_1	19	d	97,12236	460,0533	σ_{Flim}	1100	1100
z_2	90	d_a	108,5178	470,0408	σ_{Hlim}	1650	1650
m_n	5	d_f	86,03036	447,5533	Y_{fs}	2,570344	2,199809
x_1	0,1408	d_b	91,02494	431,1708	Y_{sa}	1,624001	1,789609
x_2	0	d_w	97,36561	461,2055	Y_ϵ	0,702678	0,702678
α_n	20	h_a	5,697741	4,993741	Y_β	0,906716	0,906716
β	12	h_f	5,546	6,25	F_β	6	6
a_w	279,2856	h	11,24374	11,24374	$Y_{N,X}$	1	1
b_1	80	s_n	8,366452	7,853982	Z_H	2,425102	2,425102
b_2	75	s_t	8,553363	8,029444	Z_E	189,8	189,8
P	240	v_n	7,341512	7,853982	Z_ϵ	0,799532	0,799532
n_1	1365	v_t	7,505525	8,029444	Z_β	0,989013	0,989013
M_{kt}	1678997	α_w	21,17328		Z_B	1	1
v	6,941455				$Z_{R,T}$	1	1
u	4,736842				K_A	1,1	1,1
					K_V	1,045072	1,045072
Kontrolní rozměry					$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2			$K_{F\beta}$	1,228577	1,225971
h_k	4,353278	3,731631			$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	7,387763	7,387763	konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,269795	1,269795
z'	3	11					
M/z	38,80033	161,6996	přes zuby				
d	7,380329	7,380329			S_F	3,388012	3,374994
M/d	105,1267	466,9464	přes kuličky		S_H	1,564952	1,564952

Obr. 31 – Výsledky kontroly ozubení při brždění vozu

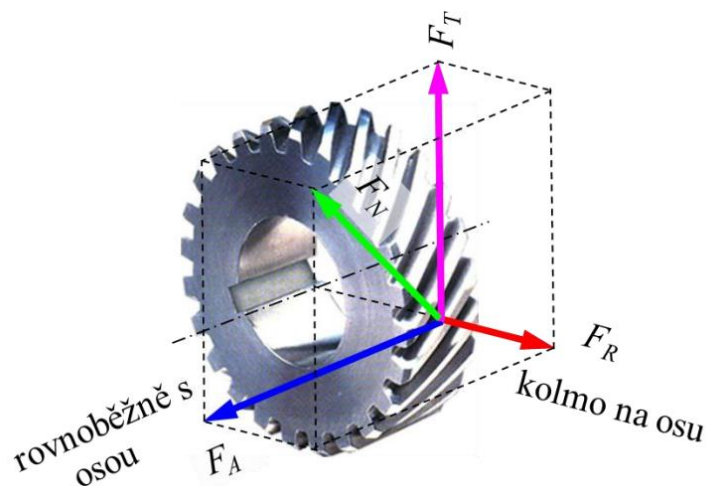
Podle Obr. 31 vychází bezpečnost na ohyb $S_F = 3,39$ a na dotyk $S_H = 1,56$. Opět je bezpečnost dostačující pro bezporuchový chod ozubení v převodovce.



8.8 Volba ložisek

V této části návrhu převodovky je potřebné vypočítat působící síly, které budou namáhat ložiska. Nejprve spočítám silové poměry na ozubeném kole a pastorku.

8.8.1 Silové poměry na ozubeném kole a pastorku



Obr. 27 – Zobrazení silových poměrů na ozubení

Pro výpočet silových poměrů znázorněných na Obr. 32 budu využívat následující vzorce:

$$\text{Tečná síla:} \quad F_{T12} = F_{T21} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_1} \quad (38)$$

$$\text{Axiální síla:} \quad F_{A12} = F_{A21} = F_{T12} \cdot \tan \beta \quad (39)$$

$$\text{Radiální síla:} \quad F_{R12} = F_{R21} = F_{T12} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (40)$$

V tab. 8 jsou uvedené vypočtené síly, které budu dále používat při výpočtu reakcí na ložiskách.

Tečná síla [N]	Axiální síla [N]	Radiální síla [N]
20 016	4 255	7 448

tab. 8 – Výsledky silových poměrů na ozubeném kole a pastorku



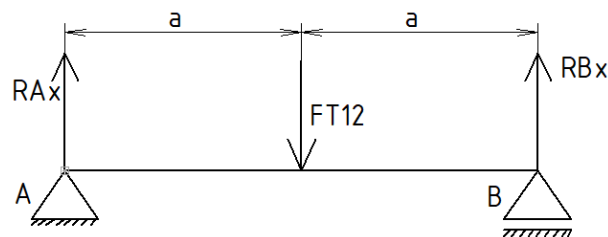
8.8.2 Reakce v ložiskách

8.8.2.1 Rovina tečných sil

Na Obr. 28 a 29 jsou znázorněné působící reakce tečných sil na hřídeli I. a na hřídeli II., které působí do ložisek. Následně jsem z těchto obrázků odvodil rovnice, podle kterých jsem spočítal reakce působící do ložisek. Vzdálenosti a a b jsem zvolil na obou podporách na hřídeli symetricky:

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$b = 80 \text{ mm}$$



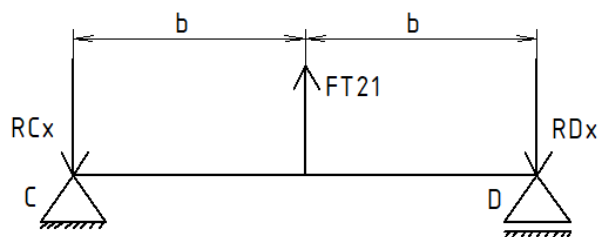
Obr. 28 – Tečné síly na hřídeli I.

$$y: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{T12} = 0 \quad (41)$$

$$M_A: R_{Bx} \cdot 2a - F_{T12} \cdot a = 0 \quad (42)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{T12} \cdot a}{2a} = \frac{20016 \cdot 70}{140} = 10\,008 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = F_{T12} - R_{Bx} = 20016 - 10008 = 10\,008 \text{ N}$$



Obr. 29 – Tečné síly na hřídeli II.

$$y: F_{T21} - R_{Cx} - R_{Dx} = 0 \quad (43)$$

$$M_C: F_{T21} \cdot b - R_{Dx} \cdot 2b = 0 \quad (44)$$

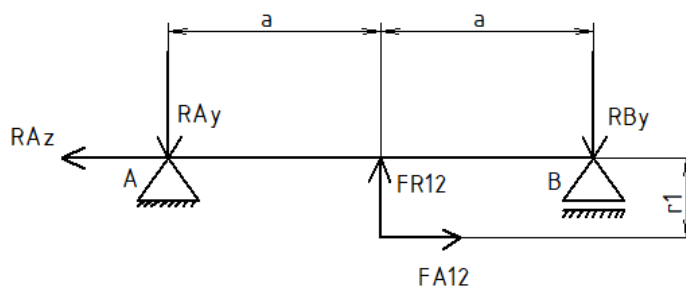
$$R_{Dx} = \frac{F_{T21} \cdot b}{2b} = \frac{20016 \cdot 80}{160} = 10\,008 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = F_{T21} - R_{Dx} = 20016 - 10008 = 10\,008 \text{ N}$$



8.8.2.2 Rovina radiálních a axiálních sil

Na Obr. 30 a 31 jsou znázorněné působící radiální a axiální síly na hřídeli I. a na hřídeli II., které působí do ložisek. Následně jsem z těchto obrázků odvodil rovnice a dle nich jsem spočítal reakce působící do ložisek.



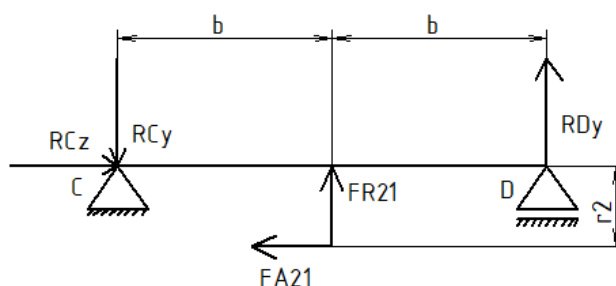
Obr. 30 – Radiální, axiální síly na hřídeli I.

$$y: F_{R12} - R_{Ay} - R_{By} = 0 \quad (45)$$

$$M_A: F_{R12} \cdot a - R_{By} \cdot 2a + F_{A12} \cdot r_1 = 0 \quad (46)$$

$$R_{By} = \frac{F_{A12} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{R12} \cdot a}{2a} = \frac{4255 \cdot \frac{97,122}{2} + 7448 \cdot 70}{140} = 5\,200 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{R12} - R_{By} = 7448 - 5200 = 2\,248 \text{ N}$$



Obr. 31 – Radiální, axiální síly na hřídeli II.

$$y: F_{R21} + R_{Dy} - R_{Cy} = 0 \quad (47)$$

$$M_C: F_{R21} \cdot b + R_{Dy} \cdot 2b - F_{A21} \cdot r_2 = 0 \quad (48)$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{A21} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{R21} \cdot b}{2b} = \frac{4225 \cdot \frac{460,053}{2} + 7448 \cdot 80}{160} = 9\,798 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = F_{R21} + R_{Dy} = 7448 + 9798 = 17\,246 \text{ N}$$



Z vypočtených reakcí jsem vypočítal výsledné radiální reakce v jednotlivých podporách pomocí vzorce:

$$R_i = \sqrt{R_{ix}^2 + R_{iy}^2} \quad (49)$$

V tab. 9 jsou uvedeny výsledky v jednotlivých podporách.

Podpora	Výsledná radiální reakce
A	10 257 N
B	11 278 N
C	19 940 N
D	14 006 N

tab. 9 - Výsledky radiálních reakcí

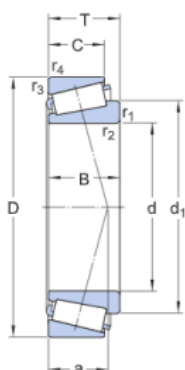
8.8.3 Volba a kontrola ložisek

Pro volbu a následnou kontrolu ložisek si musíme určit životnost ložisek. Převodovka musí být schopná vydržet 20 let provozu vozu. Předpokládám, že vozidlo je schopné ujet 125 000 km ročně. Tedy vozidlo za 20 let provozu najede 2 500 000 km. Pro tuto vzdálenost budu počítat minimální životnost ložisek, která použiji v převodovce. Z vytvořených tachogramů v grafech 2 a 3 jsem si spočítal průměrnou rychlost vozidla, která vychází na 85 km/h. Na základě uvedených hodnot jsem spočítal požadovanou životnost ložisek.

$$L_h = \frac{2\,500\,000}{85} = 29\,412 \text{ hod.} \quad (50)$$

Z výpočtu vychází minimální potřebná životnost ložisek $L_h = 29\,412 \text{ hod.}$ Výsledek životnosti zaokrouhlím na $L_h = 30\,000 \text{ hod}$ a s touto hodnotou budu dále počítat.

Pro hřídel I. volím jednořadá kuželíková ložiska označení: 32312. Technické parametry ložiska jsem uvedl v tab. 10.



Průměr díry	$d = 60 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D = 130 \text{ mm}$
Celková šířka ložiska	$T = 48,5 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 282 \text{ kN}$
Výpočtový součinitel	$Y = 1,7$
Výpočtový součinitel	$X = 0,9$

tab. 10 – Technické parametry ložiska 32312 [20]

Obr. 32 – Ložisko 32312 [20]



8.8.3.1 Ložisko v podpoře A

$$F_{R(A)} = \frac{R_A}{2 \cdot Y} = \frac{10257}{2 \cdot 1,7} = 3017 \text{ N} \quad (51)$$

$$F_e = X \cdot F_A + Y \cdot F_{R(A)} \quad (52)$$

$$F_e = 0,9 \cdot 10257 + 1,7 \cdot 3017 = 14360 \text{ N}$$

$$C_A = F_e \cdot \sqrt[m]{\frac{L_h \cdot n_l}{16667}} = 14360 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{30000 \cdot 3680}{16667}} = 201,2 \text{ kN} \quad (53)$$

8.8.3.2 Ložisko v podpoře B

$$F_{R(B)} = \frac{R_B}{2 \cdot Y} = \frac{11278}{2 \cdot 1,7} = 3317 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_e = X \cdot F_B + Y \cdot F_{R(B)} \quad (55)$$

$$F_e = 0,9 \cdot 11278 + 1,7 \cdot 3317 = 15789 \text{ N}$$

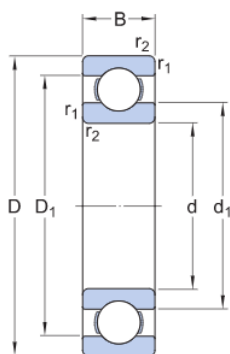
$$C_B = F_e \cdot \sqrt[m]{\frac{L_h \cdot n_l}{16667}} = 15789 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{30000 \cdot 3680}{16667}} = 221,2 \text{ kN} \quad (56)$$

8.8.4 Zhodnocení výsledků ložiska 32312

Z předešlých výpočtů jsem stanovil minimální životnost ložisek $L_h = 30\ 000$ hod. Tuto hodnotu jsem pak dosazoval do vzorců uvedených výše a kontroloval jsem dynamickou únosnost při vypočtené minimální životnosti. Obě ložiska vyhovují a jejich dynamická únosnost je menší, než uvádí výrobce na zvoleném ložisku.

$$C_A = 211,2 \text{ kN} < C_B = 232,2 \text{ kN} < C_{32312} = 282 \text{ kN}$$

Pro hřídel II. volím jednořadá kuličková ložiska označení: 6040M. Technické parametry ložiska jsem uvedl v tab. 11.



Průměr díry	$d = 200 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D = 310 \text{ mm}$
Celková šířka ložiska	$B = 51 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 216 \text{ kN}$
Výpočtový součinitel	$Y = 1,6$
Výpočtový součinitel	$X = 0,46$

tab. 11 – Technické parametry ložiska 6040M [20]

Obr. 33 – Ložisko 6040M [20]



$$n_{II} = \frac{n_I}{i_c} = \frac{3680}{4,7368} = 776,9 \text{ ot/min} \quad (57)$$

8.8.4.1 Ložisko v podpoře C

$$F_{R(C)} = \frac{R_C}{2 \cdot Y} = \frac{19940}{2 \cdot 1,6} = 6231 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_e = X \cdot F_C + Y \cdot F_{R(C)} \quad (59)$$

$$F_e = 0,46 \cdot 19940 + 1,6 \cdot 6231 = 19142 \text{ N}$$

$$C_C = F_e \cdot \sqrt[m]{\frac{L_h \cdot n_{II}}{16667}} = 19142 \cdot \sqrt[3]{\frac{30000 \cdot 776,9}{16667}} = 214 \text{ kN} \quad (60)$$

8.8.4.2 Ložisko v podpoře D

$$F_{R(D)} = \frac{R_D}{2 \cdot Y} = \frac{14006}{2 \cdot 1,6} = 4377 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_e = X \cdot F_D + Y \cdot F_{R(D)} \quad (62)$$

$$F_e = 0,46 \cdot 14006 + 1,6 \cdot 4377 = 13446 \text{ N}$$

$$C_D = F_e \cdot \sqrt[m]{\frac{L_h \cdot n_{II}}{16667}} = 13446 \cdot \sqrt[3]{\frac{30000 \cdot 776,9}{16667}} = 150,4 \text{ kN} \quad (63)$$

8.8.5 Zhodnocení výsledků ložiska 6040M

Pro zvolenou minimální hodnotu životnosti ložisek $L_h = 30\,000 \text{ hod}$ jsem zkontroloval dynamickou únosnost zvoleného kuličkového ložiska v podporách C a D. Obě ložiska vyhovují a jejich dynamická únosnost je menší, než uvádí výrobce ložiska.

$$C_D = 150,4 \text{ kN} < C_C = 214 \text{ kN} < C_{6040M} = 216 \text{ kN}$$



8.9 Kontrola nalisování ozubeného kola

V další části návrhu převodovky je potřeba provést kontrolu nalisování ozubeného kola na nápravnici dvojkolí. Výpočty jsem vytvořil výpočetní excel.

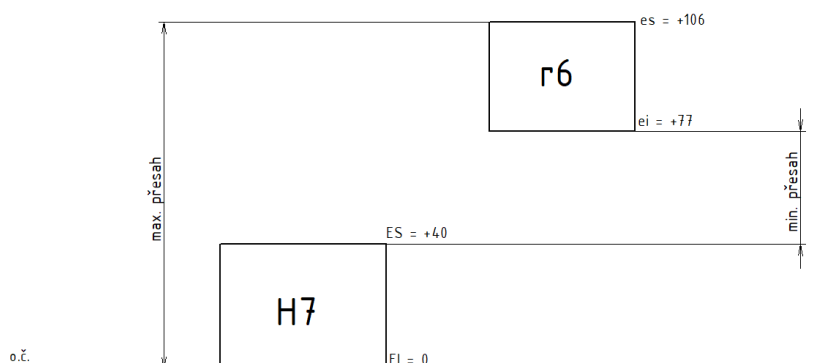
Hřídel II		
Axiální síla [N]	Fa	4255,00
Krouticí moment [N*mm]	MkII	4514000
Průměr hřídele II [mm]	d2	200
Průměr náboje (kolo 2) [mm]	D2	260
šířka kola [mm]	b2	105
součinitel tření [-]	f	0,12
minimální lisovací tlak	p	5,727064 únosnost vyhovuje
Výpočet nalisování hřídel II		
tlak při lisování [MPa]	p2	8,01789
poloměr hřídele [mm]	r2	100
poloměr náboje [mm]	R2	130
konstanta K1 [MPa]	K1	-8,01789
konstanta K2 [MPa]	K2	11,62013
přesah u nalisování delta r2 [mm]	delta r2	0,018703
přesah u nalisování delta d2 [um]	delta d2	37,40575
min přesah z tabulek delta d_min [qm]	delta d_min	40
max přesah z tabulek delta d_max [qm]	delta d_max	106
Montáž nalisování za studena		
drsnost povrchu hřídele [qm]	Ra'	0,8
drsnost povrchu náboje [qm]	Ra''	1,6
ztráta nalisováním [mm]	delta dz	0,0132 Ztráta povrchu OK
konstanta C	C	3,898551
max tlak při nalisování Pmax	Pmax	22,72101
Lisovací síla F [kN]	F_lis	179,878
Pevnostní kontrola náboje		
redukováné napětí [Mpa]	sig red	111,3 Náboj pevnostně vydrží

Obr. 34 – Výsledky kontroly lisování

8.9.1 Zhodnocení výsledků kontroly nalisování

Na Obr. 34 jsou zobrazeny výsledky kontroly lisování. Pro ozubené kolo o šířce náboje $b_2 = 105 \text{ mm}$ vyhovuje kontrola lisování. Na základě minimálního přesahu jsem dle strojních tabulek určil úchytky tolerancí pro průměr $D = 200 \text{ mm}$, které jsou zobrazeny na Obr.35.

Montáž tohoto spoje se bude provádět lisováním za studena. Pro nalisování je potřeba vyvinout lisovací sílu $F_{lis} = 179,9 \text{ kN}$.



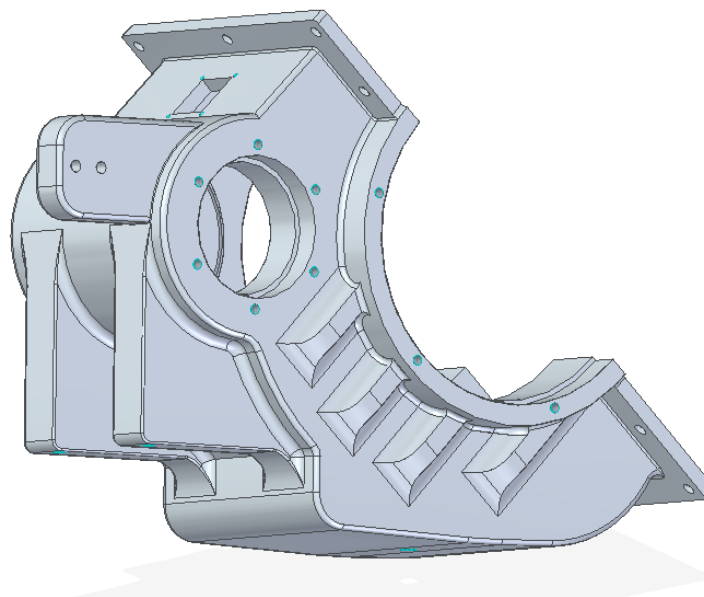
Obr. 35 – Uložení v soustavě jednotné díry



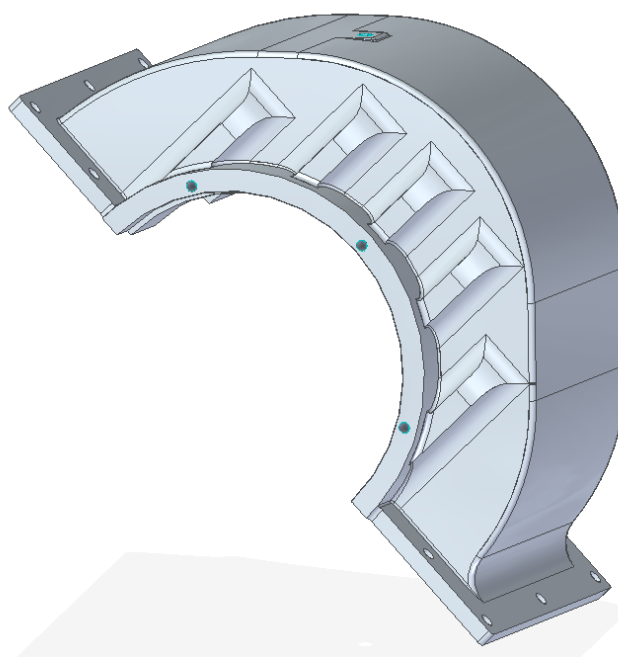
9. Návrh skříně

9.1 Postup návrhu skříně

Při návrhu skříně bylo nutné dbát na vyrobiteľnosť skříně. Skřínň bude zhotovena jako odlitek z tohoto důvodu musí být opatřena rádiusy, které zajistí snadné vyjmutí odlitku z formy. Po odlití skříně se obrobí dělicí rovina, která je umístěna šikmo, viz Obr. 36 a 37. Následně se obrobí dosedací plochy pro víčka, zátky pastorku.



Obr. 36 – Spodní část skříně



Obr. 37 – Vrchní část skříně



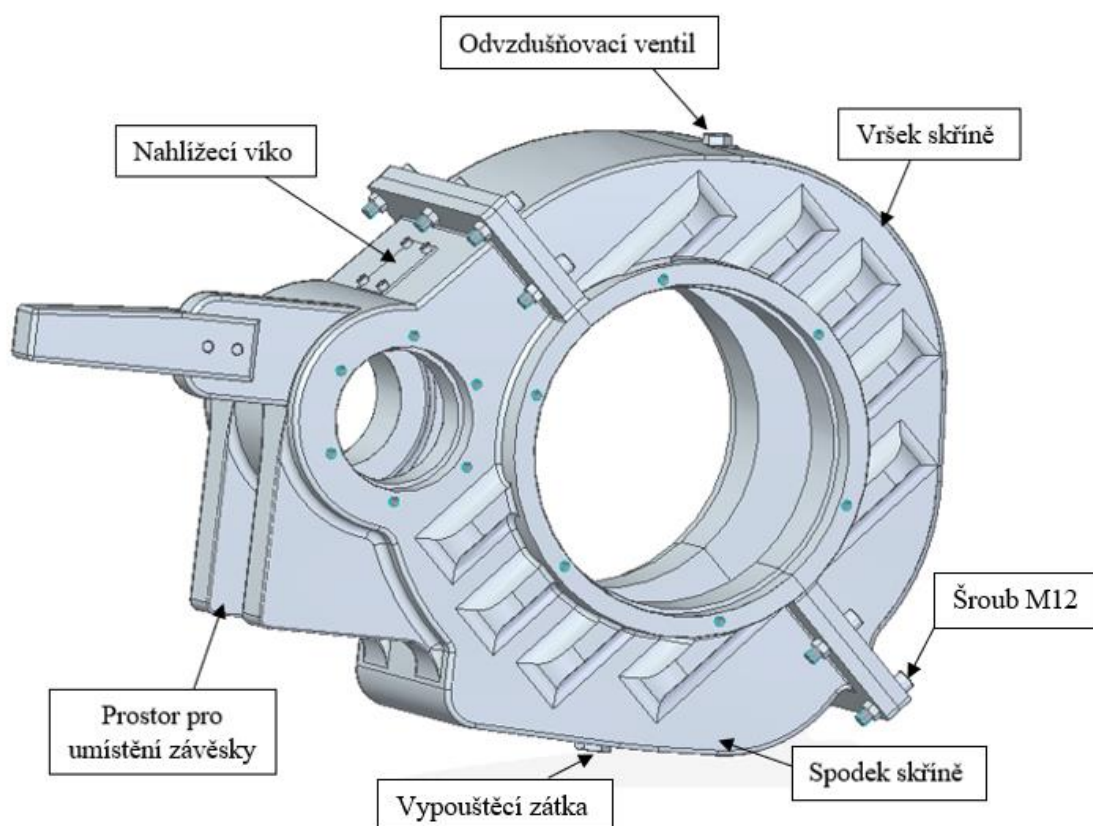
Skříň se skládá ze dvou částí se šikmou dělicí rovinou. Šikmá dělicí rovina je zvolena, proto aby byla jednodušší montáž převodovky a snadnější manipulace při nutnosti revize. Dalším důvodem je větší pevnost na straně, kde se nachází závěska převodovky.

Tloušťku stěn převodovky jsem zvolil 15 mm kvůli dodržení světlé výšky podvozku. Některé části skříně jsem zesílil z důvodu větší pevnosti, například v oblasti okolo ložisek a závěsky.

Při návrhu jsem se snažil, co nejvíce kopírovat profil ozubeného kola tak, aby nevznikaly prázdná místa a skříň tak byla z hlediska výroby ekonomičtější. Spodní část skříně je rozšířena z důvodu umístění olejové lázně.

9.2 Celková sestava skříně převodovky

Na Obr. 38 je znázorněná sestava skříně převodovky. Je zde vidět spojení spodní a horní části převodovky pomocí šroubů M12 a matic M12. Na vrchní části skříně je umístěno nahlížecí víko, přes které je možno dolévat olej do systému. Dále na vrchní části skříně převodovky je umístěn odvzdušňovací ventil pro případné odvzdušnění převodovky. Ve spodní části se nachází vypouštěcí zátka pro výměnu oleje v převodovce.

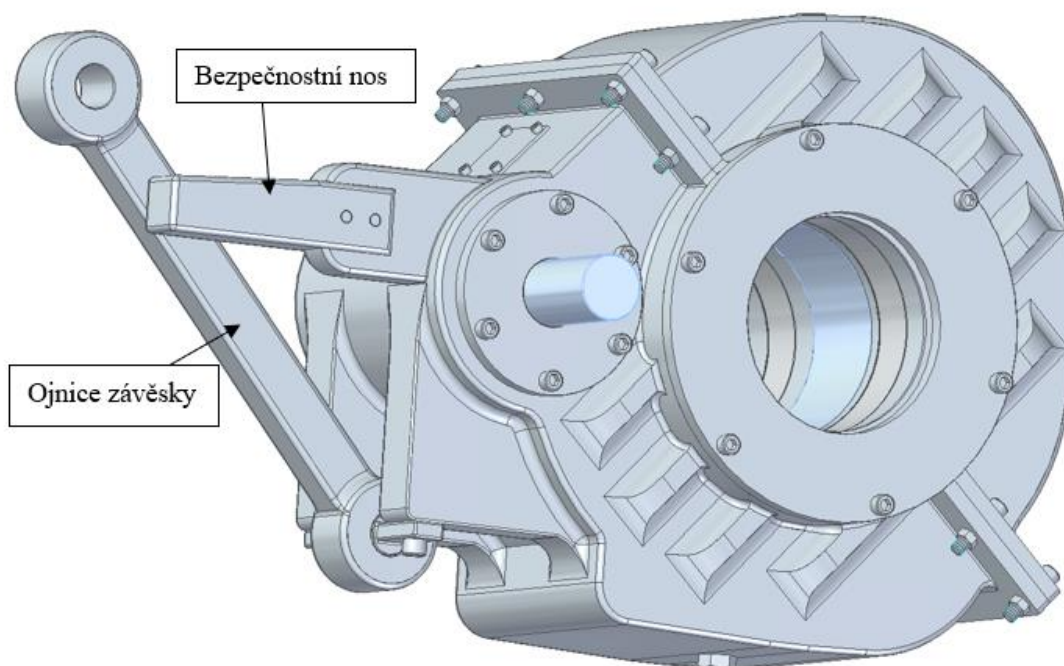


Obr. 38 – Sestava skříně převodovky



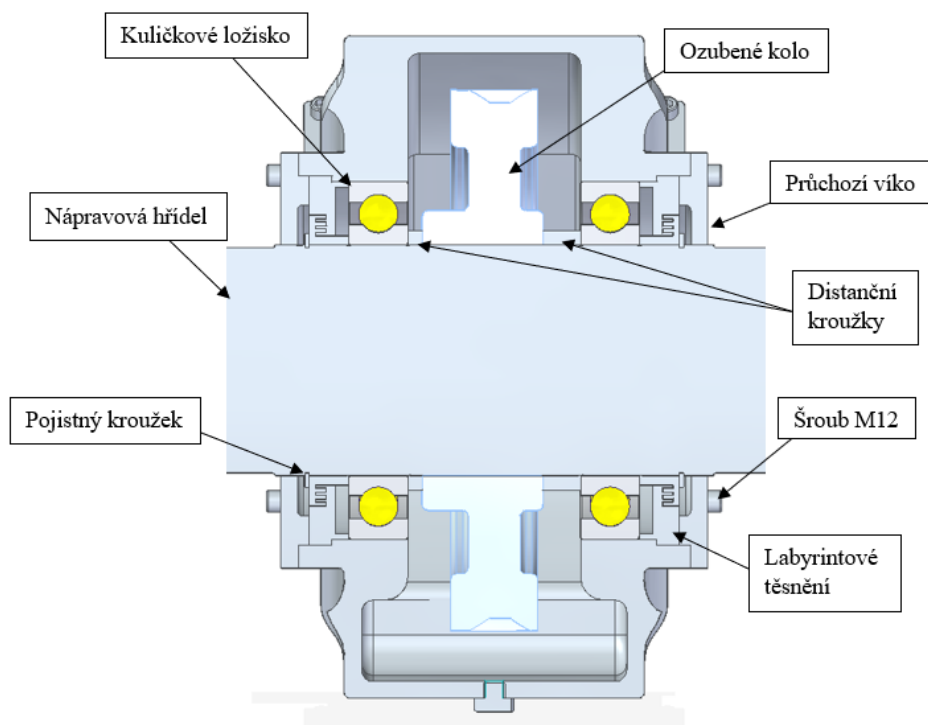
10. Sestava převodovky

Na Obr. 39 je znázorněná sestava převodovky. Přebodovka je opatřena závěskou pomocí ojnice, která je pak dále spojena s rámem podvozku. Závěska je přišroubovaná ke skříni převodovky pomocí dvou šroubů M16. Dále se na převodovce nachází bezpečnostní nos, který v případě poruchy ojnice zachytí převodovku před přetočením a následným naražením do vozovky. Nos zapadne do C pouzdra, které bude umístěno na rámu podvozku.



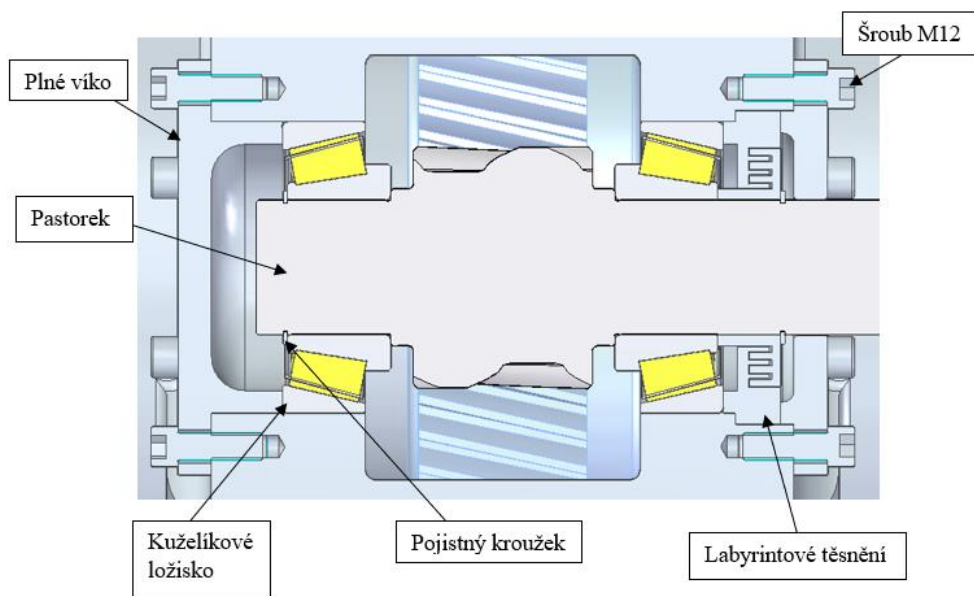
Obr. 39 – Sestava převodovky

Na Obr. 40 jsem provedl řez přes ozubené kolo převodovky. Je zde vidět uložení ozubeného kola na nápravu dvojkolí. Náboj ozubeného kola je z obou stran osazen distančními kroužky, které eliminují případné rozměrové nepřesnosti náboje. Pro těsnění převodovky jsem využil labyrintová těsnění, které zabrání úniku maziva do okolí. Vnější kroužek je zajištěný víkem převodovky a vnitřní kroužek labyrintového těsnění je zajištěný pojistným kroužkem, viz Obr.40. Obě Víka převodovky jsou pak přišroubované šesti šrouby M12 po obvodu.



Obr. 40 – Řez ozubeným kolem

Na Obr. 41 je znázorněn řez pastorku převodovky. Na osazení pastorku jsou nalisovaná kuželíková ložiska, která jsou z levé strany zajištěna pojistným kroužkem a uzavřeným víkem převodovky. Víko zajistí předpětí ložiska. Na pravé straně je kuželíkové ložisko zajištěno labyrintovým těsněním. Těsnění je pak dále zajištěno pojistným kroužkem a průchozím víkem převodovky. Obě víka převodovky jsou přišroubovaná šrouby M12.

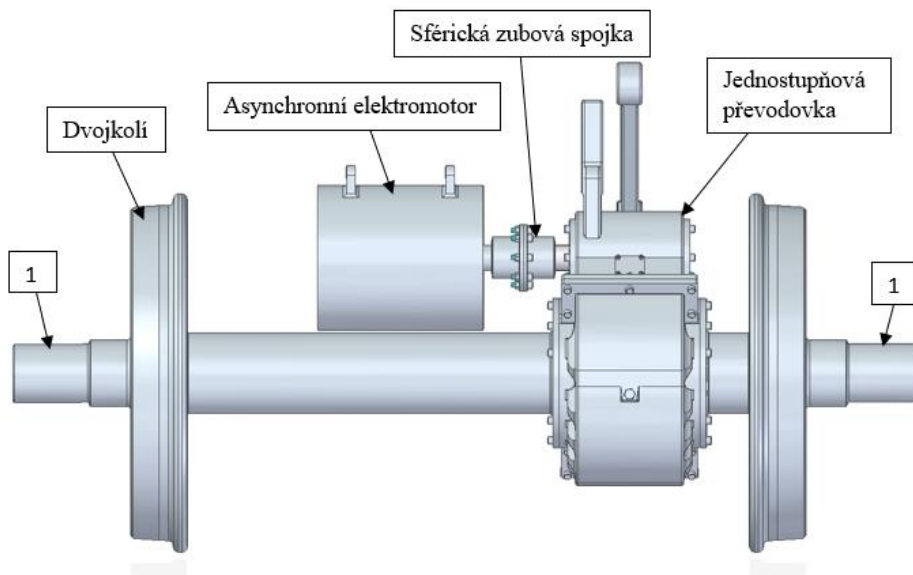


Obr. 41 – Řez pastorkem

11. Celková sestava pojezdu a pohonu

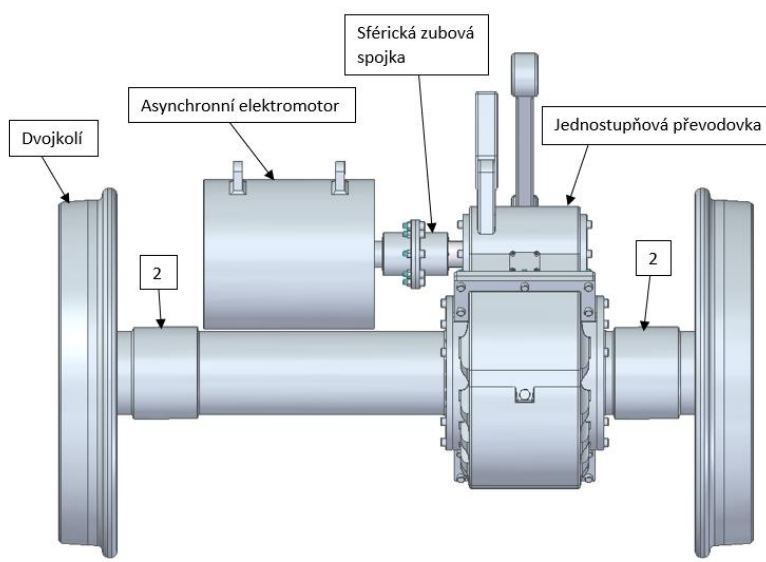
11.1 Sestava pojezdu a pohonu pro vnější rám

Na Obr. 42 je zobrazena sestava pojezdu a pohonu pro zástavbu do vnějšího rámu podvozku. Podélník vnějšího rámu se umístí na pozice číslo 1. Detailnější pohled na sestavu pojezdu je zobrazen v Příloze 8.



Obr. 42 – Půdorysný pohled na sestavu pojezdu a pohonu pro vnější rám

11.2 Sestava pojezdu a pohonu pro vnitřní rám



Obr. 43 – Půdorysný pohled na sestavu pojezdu a pohonu pro vnitřní rám

Sestava pojezdu a pohonu pro zástavbu do vnitřního rámu podvozku je zobrazena na Obr. 43. Na pozicích číslo 2 je vidět osazení pro ložiskové domky, na které se přes primární



vypružení ukotví podélníky vnitřního rámu. Maximální šířka podélníku musí být do 150 mm. Po překročení této hodnoty hrozí kontakt se zástavbou pohonu. Detailnější pohled na sestavu je zobrazen v Příloze 9.

12. Závěr

Cílem této práce bylo na základě rešerše jednonápravových a dvounápravových podvozků a jejich analýzy vypracovat řešení individuálního pohonu dvojkolí pro regionální vozidla.

V první části své bakalářské práce jsem zpravoval rešerši jednonápravových podvozků. Z této rešerše vzešlo, že tyto podvozky nesplňují crashovou normu. Pro splnění této normy je zapotřebí zvýšit hmotnost celé soupravy, a to nelze přenést na jednonápravové podvozky. Následně jsem tedy musel rešerši rozšířit o dvounápravové podvozky, které zmiňovanou normu splňují.

Na základě výše popsané rešerše jsem analyzoval výhody a nevýhody příčného a podélného uspořádání pohonu dvojkolí v regionálních kolejových vozidlech. Na základě analýzy jsem se rozhodl pro moje řešení individuálního pohonu zvolit příčnou orientaci zástavby podvozku, a to z toho důvodu, že tento typ nabízí dostupnější umístění baterií potřebných chodu elektromotoru.

Následně po vypracování rešerše a zhodnocení výhod a nevýhod podélného a příčného uspořádání jsem si vybral vlastní návrh individuálního pohonu příčné uspořádání. Pro vlastní návrh pojezdu a pohonu jsem se rozhodl využít podvozek SF7000, který se využívá pro vozy metra. A to díky jeho možnosti využití pohonu pro vnitřní a vnější rám podvozku. Zmiňovaný podvozek ale nedosahoval potřebné maximální rychlosti, kterou potřebuji pro regionální dopravu. Proto jsem se rozhodl navrhnout vlastní převodovku, kterou jsem navrhnul tak, aby zvládla přenést potřebný výkon pro dosažení běžné rychlosti 120 km/h pro regionální dopravu.

Před samotným navrhováním převodovky bylo zapotřebí vytvořit trakční a brzdovou charakteristiku. Díky které jsem dopočítal zatěžující sílu. S touto silou jsem dále navrhoval převodovku.

V závěru bakalářské práce jsem se věnoval vlastnímu koncepčnímu řešení pojezdu a pohonu kolejového elektrobuse. Hlavním výstupem je výkres zástavby pohonu a pojezdu



pro vnější rám podvozku, který je v příloze 8 a také jako druhý výstup je výkres zástavby pohonu a pojezdu pro vnitřní rám podvozku, který je taktéž zobrazen v příloze 9.

V budoucnu se tato práce může rozšířit o řešení samotného rámu dvojkolí, na který by se připojily zmiňované komponenty z této práce, které zde byly pouze naznačeny jako například uchycení motoru a závěsky na rám.



Zdroje

- [1] Hromádka Tomáš, STUDIE TRAKČNÍHO PODVOZKU KOLEJOVÉHO ELEKTROBUSU: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2018. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc
- [2] ZNTK_Poznan Regio Tramp [online]. [cit. 2021-2-11]. Dostupné z: https://pl.wikipedia.org/wiki/ZNTK_Pozna%C5%84_Regio_Tramp
- [3] STANĚK, Patrik. Návrh vypružení jednonápravového podvozku kolejového elektrobuse. Praha, 2019. Bakalářská práce. ČVUT, fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [4] KOLÁŘ, J. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5
- [5] Bc. Michal Mihulec, Studie primárního a sekundárního vypružení podvozku vysokorychlostní jednotky: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2019. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc
- [6] [online]. In: . [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://dfjp.upce.cz/dfjp/kdpd/kolejova-vozidla/pro-studenty#main>
- [7] Motorové vozidlo ř.810[online]. In: . [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: https://r810.estranky.cz/fotoalbum/motorove-vozy-r_810/810152-9-.html
- [8] Motorové vozidlo Regionova [online]. In: . [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <http://www.fotodoprava.com/814.htm>
- [9] SVOBODA, Petr. Přenosy výkonů lokomotiv. Brno, 2014. Bakalářská práce. VUT, fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Martin Zubík
- [10] Druhotné vypružení podvozků [online]. In: . [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/podvozky/druhotne.html>
- [11] ŠLAPÁK, Jiří a Adam NOVÁK. *Alternativní koncepce podvozků pro vozové jednotky*. Česká Třebová, 2017. [online]. [cit. 2021-10-11]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/111576576-Alternativni-koncepce-podvozku-pro-vozove-jednotky-alternative-concept-of-bogies-for-units.html>
- [12] Data Sheet Bogie-platform SF7000. Graz Austria: Siemens Mobility, 05/2020n. 1. ISSN MORS-810032-00.
- [13] Data Sheet Bogie-platform SF1000. Graz Austria: Siemens Mobility, 05/2020n. 1. ISSN MORS-810029-00.
- [14] Syntegra. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Syntegra#/media/File:Syntegra3.jpg>
- [15] Integral (train). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Integral_\(train\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Integral_(train))
- [16] PKP SA105. In: *Live.staticflickr.com* [online]. [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: https://live.staticflickr.com/3373/3486891042_c024c65095_b.jpg
- [17] Alstom_Coradia_LINT. In: *Wikimedia.org* [online]. [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Alstom_Coradia_LINT#/media/File:DreiL%C3%A4nderBahn_Finntrop.jpg



- [18] Bogie a Drives: Safety, efficiency, reliability, and comfort for all trains. *Alstom.com* [online]. [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://www.alstom.com/solutions/components/bogies-drives-safety-efficiency-reliability-and-comfort-all-trains>
- [19] KOLÁŘ, Josef. Konstrukce kolejových vozidel (prezentace z přednášek). 2017
- [20] SKF [online]. Praha: SKF CZ, 2022 [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products>
- [21] MOJŽÍŠ, Jan. *Konstrukční návrh pohonu kolejového elektrobusu*. Praha, 2017. Diplomová práce. ČVUT, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [22] *Independently Rotating Wheel Bogie for the NGT HST* [online]. 2018 [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://verkehrsforchung.dlr.de/en/innotrans-2018/fahrwerk-modell-feder>
- [23] NGT – HST concept [online]. In: . [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/NGT-HST-running-on-a-high-speed-line-in-2035-artist-s-impression_fig1_225025969



Seznam příloh

Příloha 1 – BP_výpočty.xlsx

Příloha 2 – BP_kontrola OZ.xls

Příloha 3 – BP_kontrola OZ_1.bod.xls

Příloha 4 – BP_kontrola OZ_2.bod.xls

Příloha 5 – BP_kontrola OZ_3.bod.xls

Příloha 6 – BP_kontrola OZ_Brždění.xls

Příloha 7 – Výpočet lisování ozubení.xlsx

Příloha 8 – PB_2022_01

Příloha 9 – PB_2022_02



Seznam obrázků

Obr. 1 – Vůz ř.810 [7].....	12
Obr. 2 – Běžný podvozek vozu ř. 810 [3]	13
Obr. 3 – Vůz Regionova [8]	13
Obr. 4 – Vůz PKP SA105 [2].....	14
Obr. 5 – Schéma vozu [1].....	14
Obr. 6 – “Power pack“ vozu PKP SA105 Regio Tramp [1]	15
Obr. 7 – Detail podvozku [1].....	15
Obr. 8 – Motorová jednotka Integrál [15]	16
Obr. 9 – Schéma podvozku vozu Integrál [1].....	16
Obr. 10 – Podvozek Integrál [4].....	17
Obr. 11 – vůz Litra SA [3]	17
Obr. 12 – Schéma podvozku vozu Litra SA [3]	18
Obr. 13 – Koncept rychlovlaku NGT HST [23]	19
Obr. 14 – Podvozek konceptu NGT HST [22]	20
Obr. 15 – Model podvozek NGT HST [22]	20
Obr. 16 – Elektrobus firmy ZEIL – ABEGG [1].....	21
Obr. 17 – Podvozek ZAwheel [1]	21
Obr. 18 – Podvozek SF 7000 [12].....	23
Obr. 19 – Výkres podvozku SF 7000 [12]	24
Obr. 20 – Podvozek SF 1000 [13].....	25
Obr. 21 – Podvozek Syntegra [14]	27
Obr. 22 – Schéma podvozku Syntegra [1].....	28
Obr. 23 – Motorová jednotka Coradia LINT [17]	29
Obr. 24 – Podélně orientovaný pohon [21].....	30
Obr. 25 – Schéma příčně orientovaného částečně odpruženého pohonu [21].....	31
Obr. 26 – Zobrazení světlé výšky podvozku vozidla [19]	39
Obr. 27 – Zobrazení silových poměrů na ozubení	48
Obr. 28 – Tečné síly na hřídeli I.	49
Obr. 29 – Tečné síly na hřídeli II.	49
Obr. 30 – Radiální, axiální síly na hřídeli I.	50
Obr. 31 – Radiální, axiální síly na hřídeli II.	50
Obr. 32 – Ložisko 32312 [20]	51
Obr. 33 – Ložisko 6040M [20].....	52
Obr. 34 – Výsledky kontroly lisování.....	54
Obr. 35 – Uložení v soustavě jednotné díry.....	54
Obr. 36 – Spodní část skříně	55
Obr. 37 – Vrchní část skříně.....	55
Obr. 38 – Sestava skříně převodovky	56
Obr. 39 – Sestava převodovky	57
Obr. 40 – Řez ozubeným kolem.....	58
Obr. 41 – Řez pastorkem	58
Obr. 42 – Půdorysný pohled na sestavu pojezdu a pohonu pro vnější rám	59
Obr. 43 – Půdorysný pohled na sestavu pojezdu a pohonu pro vnitřní rám	59



Seznam tabulek

tab. 1 - Základní parametry podvozku SF 7000 [12]	24
tab. 2 - Technické parametry podvozku SF 1000 [13]	26
tab. 3 - Technické parametry podvozku Syntegra [14]	28
tab. 4 – Technická specifikace podvozku	32
tab. 5 - Technická specifikace asynchronního motoru	32
tab. 6 – Hodnoty potřebné pro výpočet	33
tab. 7 – Hodnoty potřebné pro výpočet tachogramů	35
tab. 8 – Výsledky silových poměrů na ozubeném kole a pastorku	48
tab. 9 - Výsledky radiálních reakcí	51
tab. 10 – Technické parametry ložiska 32312 [20]	51
tab. 11 – Technické parametry ložiska 6040M [20]	52

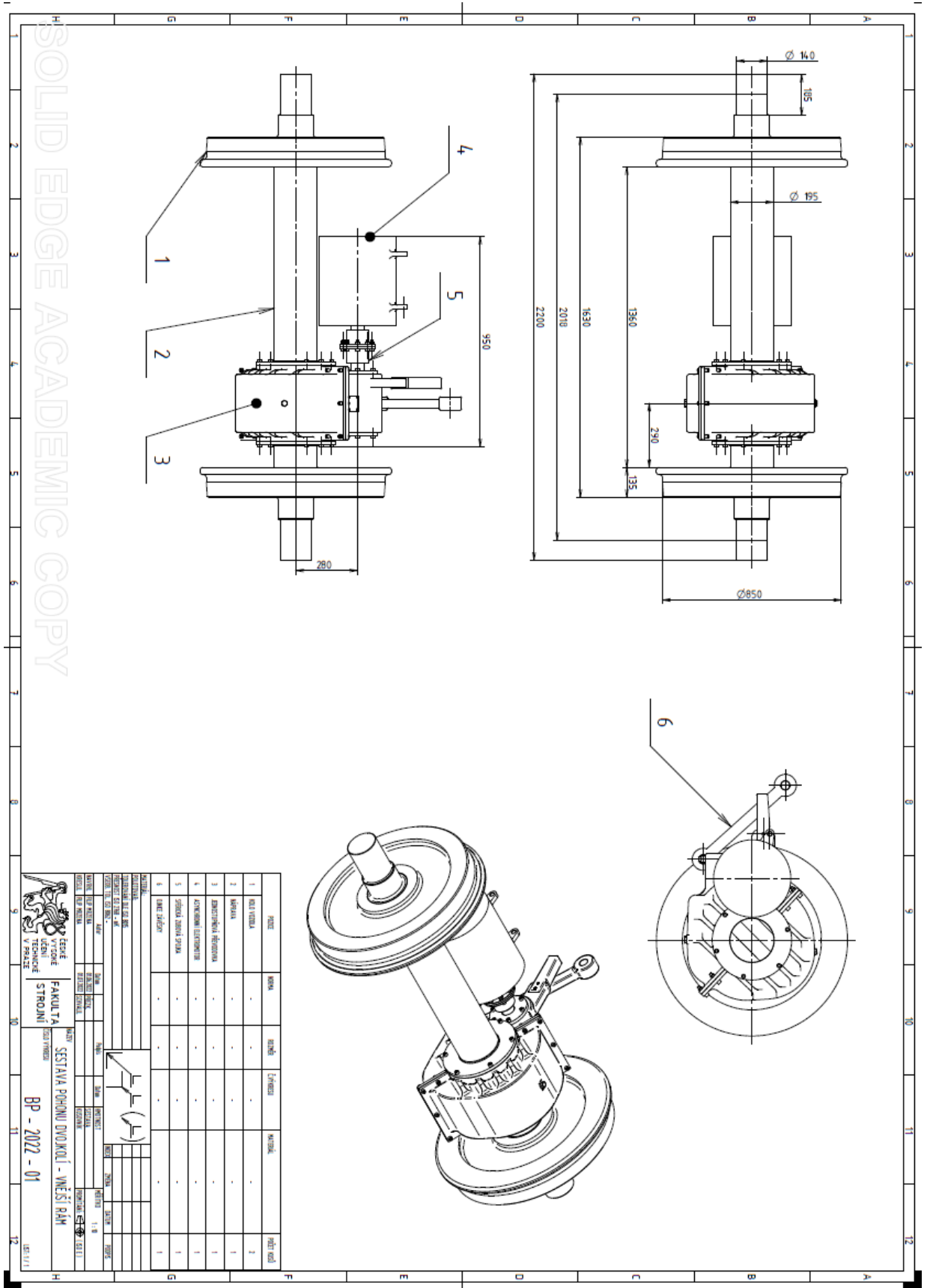


Seznam grafů

Graf 1 - Trakční a brzdná charakteristika kolejového elektrobusu	34
Graf 2 – Dráhový tachogram na 3 km úseku	35
Graf 3 - Časový tachogram na 3 km úseku	36
Graf 4 - Průběh tažné síly na traťovém úseku 3 km.....	37
Graf 5 – Zobrazení ekvivalentního tažného zatížení.....	38
Graf 6 - Zobrazení ekvivalentního brzdného zatížení	38
Graf 7 - Zobrazení testovaných bodů v trakční charakteristice	43
Graf 8 – Průběh síly a výkonu na 3 km úseku	47



Příloha 8





Příloha 9

